

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально-науковий інститут
Кафедра «Енергетичне машинобудування»

«Допущений до захисту»
Завідувач кафедри

«___» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: Вдосконалення конструкції поршневої групи для газового двигуна потужністю 580 кВт. Прототип – 6ГЧН25/34.

Виконав:
студент групи 44-ЕМ-22
_____ **Гайченя Р. О.**
(підпис)

Керівник роботи:
_____ ст. викладач _____
(посада, науковий ступень, вчене звання)
_____ **Грабовенко О. І.** (підпис)

Первомайськ - 2024 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Первомайський навчально - науковий інститут

Факультет – Інженерно-економічний

Кафедра «Енергетичне машинобудування»
Спеціальність 142 – «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Двигуни внутрішнього згоряння»

«ЗАТВЕРДЖУЮ»
Гарант освітньої програми

(підпис)
«___»_____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

Студенту Гайченя Руслану Олеговичу

1. Тема роботи: «Вдосконалення конструкції поршневої групи для газового двигуна потужністю 580 кВт. Прототип – 6ГЧН25/34»

Керівник роботи Грабовенко О. І.

Затверджено розпорядженням ПННІ НУК від 16.03.24 за № 9

2. Термін подання студентом роботи до розгляду на кафедрі 05.06.2024 року.

3. Вихідні данні по роботі: Двигун-прототип 6ГЧН25/34, номінальною потужністю 540 кВт.

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів):

Вступ.

Розділ 1. Опис конструкції базового двигуна 6ГЧН25/34.

Розділ 2. Розрахунок робочого процесу та динаміки двигуна.

Розділ 3. Розробка конструкції поршневої групи

Розділ 4. Розробка заходів з охорони праці та захисту навколишнього середовища.

Висновки.

5. Перелік презентаційних матеріалів.

1. Газовий двигун 6ГЧН25/34 (СК). 2. Поршень (СК), 3. Поршень (РК).

4. Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ, ІД .

Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1			
2			
3			
4			

Дата видачі завдання «18» березня 2024р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Номер	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Вступ. Опис конструкції базового двигуна	25.03.2024	
2.	Розрахунок параметрів робочого циклу, побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми	01.04.2024	
3.	Визначення сил та моментів що діють в КШМ а також розрахунок складових теплового балансу двигуна	08.04.2024	
4.	Проектування поршневої групи	15.04.2024	
5.	Розробка креслення двигуна	22.04.2024	
6.	Розробка складального креслення поршневої групи	26.04.2024	
7.	Розробка робочого креслення поршня	10.05.2024	
9.	Розробка заходів з організації охорони праці та захисту навколишнього середовища	17.05.2024	
10.	Загальні висновки по кваліфікаційній роботі	20.05.2024	
11.	Оформлення кваліфікаційної роботи	25.05.2024	

Студент _____ Гайченя Р.О.

(підпис)

Керівник роботи _____ Грабовенко О. І.

(підпис)

Анотація

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Вдосконалення конструкції поршневої групи для газового двигуна потужністю 580 кВт. Прототип - 6ГЧН25/34» складається із вступу, 4 розділів, висновку та додатків: 2-х специфікацій та 5-х листів креслень формату А4.

В текстовій частині пояснювальної записки приведений опис конструкції газового двигуна-прототипу 6ГЧН25/34, розраховані робочий процес, тепловий баланс та динаміка проектного двигуна. Значне місце в кваліфікаційній роботі зайняла розробка конструкції поршневої групи, яка забезпечує підвищення надійності та ресурсних показників двигуна завдяки покращенню роботи поршневих кілець, що стало можливим завдяки застосуванню поршня складеної конструкції.

В кваліфікаційній роботі також розроблені заходи з охорони праці та захисту навколишнього середовища, зроблено загальні висновки по виконаній роботі.

Ключові слова: газовий двигун, робочий процес, поршень, тронк, головка, поршневі кільця, охорона праці, захист навколишнього середовища.

Annotation

Explanatory note to the qualification work on the topic "Improvement of the design of the piston group for a gas engine with a capacity of 580 kW. Prototype -6ГЧН25/34» consists of an Introduction, 4 chapters, a Conclusion and 6 Appendices: 2 specifications and 5 sheets of drawings in A4 format.

The textual part of the explanatory note describes the design of the 6ГЧН25/34 prototype gas engine, calculates the work process, heat balance and dynamics of the designed engine. A significant place in the qualification work was occupied by the development of the design of the piston group, which ensures an increase in the reliability and resource performance of the engine due to the improvement of the operation of the piston rings, which became possible due to the use of a piston of a composite design.

In the qualification work, labor protection and environmental protection measures were also developed, and general conclusions were made on the work performed.

Key words: gas engine, working process, piston, trunk, head, piston rings, labor protection, environmental protection.

ЗМІСТ

стор.

ВСТУП.....7

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ДВИГУНА 6ГЧН25/348

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Обґрунтування вибору основних параметрів робочого циклу двигуна 16

2.2 Розрахунок робочого процесу газового двигуна19

2.3 Розрахунок та побудова індикаторної діаграми28

2.4 Розрахунок теплового балансу.....33

2.5 Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН25/34.....38

РОЗДІЛ 3. РОЗРОБКА ПОРШНЯ ПОКРАЩЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

3.1 Опис та аналіз конструкції поршнів41

3.2. Опис конструкції запроєктованого поршня45

3.3 Розрахунок поршня двигуна 6ГЧН25/34 на міцність.....47

3.4 Розробка конструкції компресійного поршневого кільця54

3.5 Обґрунтування вибраного напрямку покращання конструкції кільця.....54

РОЗДІЛ 4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці при експлуатації установок з ДВЗ.....56

4.1.1 Загальні вимоги56

4.1.2 Вимоги до приміщень.....56

4.1.3 Вимоги до обладнання.....57

4.1.4 Вимоги до персоналу.....57

4.2 Захист навколишнього середовища у зв'язку з використанням ДВЗ.....58

					ПІННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ						
Зм.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата							
Розробив		Гайченя			Пояснювальна записка			Літ	Аркуш	Аркушів	
Перевірив		Гробовенко .								5	
Н. Контр.		Гробовенко						44-ЕМ-22			
Затвердив		Нестеренко									

ВИСНОВКИ	60
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ.....	61
ДОДАТКИ	
Додаток А Двигун газовий 6ГЧН 25/34 (Поперечний переріз), СК, А1	62
Додаток Б Поршень, СК, А1	63
Додаток В ШПГ, СК, А1	64
Додаток Г Компресійне кільце РК	65
Додаток Д Індикаторна діаграма та діаграми сил, що діють в КШМ,ІД, А1..	66

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

ВСТУП

Широке застосування двигунів внутрішнього згоряння у всіх сферах промисловості та транспорту пояснюється рядом їх переваг, із яких основними є висока економічність (навіть в агрегатах малої потужності), відносно малі габаритні розміри та маса, пристосованість до різних перемінних умов роботи та автономність (тобто можливість використовувати у відриві від місця постачання тривалий проміжок часу). Розробка сучасного двигуна внутрішнього згоряння - складний процес, в якому приймають участь різні спеціалісти. Центральне місце в цьому процесі займає розробка конструкторського проекту.

Вдосконалення конструкції поршневої групи для газового двигуна потужністю 580 кВт є актуальним завданням, що вимагає вдосконалення технічних параметрів та підвищення ефективності роботи. На фоні швидкого розвитку технологій та зростаючої потреби у надійних та енергоощадних рішеннях, вдосконалення прототипу 6ГЧН25/34 визначається як крок у напрямку оптимізації роботи газових двигунів.

Прототип 6ГЧН25/34, хоча й є відомим своєю надійністю та продуктивністю, вимагає подальшого удосконалення з урахуванням сучасних вимог до технічних характеристик. Одним із пріоритетів у цьому процесі є підвищення ефективності спалювання газу, оптимізація системи охолодження та зменшення викидів.

Враховуючи зазначені вимоги, розробка та впровадження нових технологічних рішень у конструкцію поршневої групи є ключовим етапом у досягненні поставленої мети. Інноваційні підходи до системи пального, а також використання новітніх матеріалів та технологій дозволять підвищити ефективність та надійність роботи газового двигуна, забезпечуючи оптимальний рівень енергоефективності та екологічної безпеки.

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

РОЗДІЛ 1. ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ГАЗОВОГО ДВИГУНА 6ГЧН25/34

Двигун 6ГЧН25/34 – газовий, чотиритактний з вертикальним однорядним розташуванням циліндрів, з газотурбінним наддувом і іскровим запалюванням.

Двигун складається з блоку-картера і фундаментної рами, які утворюють жорстку систему, на якій змонтовані всі інші деталі і вузли.

Блок-картер з фундаментною рамою скріплені анкерними шпильками, які проходять через внутрішні поперечні перегородки і додатково нижня площина блок-картера скріплена з верхньою площиною фундаментної рами болтами.

З боку вільного кінця колінчастого валу двигуна розміщені: турбокомпресор, система вентиляції картера, охолоджувач наддувного повітря (газоповітряної суміші), водяні і масляні насоси, фільтр-глушник і змішувач.

З боку відбору потужності розміщені: щит задній з кронштейном, щит приборів, клапан пуску, задній кожух, на якому розташовані розподільник повітря пускового, регулятор безпеки, привід тахометра ТМ 0.75, регулятор швидкості.

На верхній частині двигуна розміщені кришки робочих циліндрів, до яких кріпляться впускний колектор, випускний колектор і труба зливу охолоджуючої води з кришок циліндрів.

На лівій стороні двигуна розміщені: розподільний вал, привід впускних і випускних клапанів, регулятор швидкості, механізм регулювання подачі газу і елементи системи запалювання.

На правій стороні двигуна розташовані: колектор подачі охолоджуючої води в сорочку охолодження втулок робочих циліндрів і щити закриття картера з запобіжними клапанами.

Нижче приводиться опис головних вузлів газового двигуна – прототипу.

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

1.2.1 Фундаментна рама

Фундаментна рама 1 (рис.1.1) відлита з чавуну, цілісна, коритоподібної форми, має поперечні перегородки, посилені ребрами.

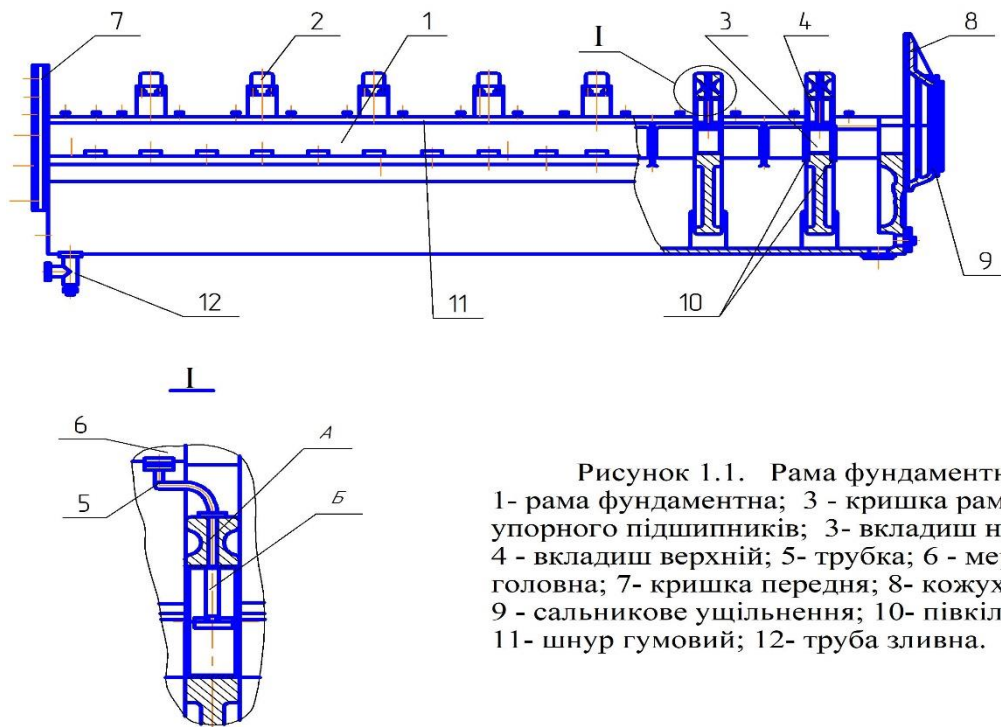


Рисунок 1.1. Рама фундаментна
1- рама фундаментна; 3 - кришка рамового і упорного підшипників; 3- вкладиш нижній; 4 - вкладиш верхній; 5- трубка; 6 - мережа головна; 7- кришка передня; 8- кожух; 9 - сальникове ущільнення; 10- півкільце; 11- шнур гумовий; 12- труба зливна.

Внутрішня порожнина рами служить для збору масла, що стікає з деталей тертя двигуна та охолодження поршнів.

В постілях, розточених в поперечних перегородках рами і кришках 2, встановлюються вкладиші 3 і 4 рамних підшипників колінчастого валу.

Двигун 6ЧН 25/34 має сім рамних підшипників. Останній підшипник, при рахуванні з боку маховика, опорно-упорний.

З обох сторін по всій довжині, фундаментна рама має приливи з отворами для болтів кріплення двигуна до рами.

З боку вільного кінця вала двигуна до рами кріпиться кришка 5, на яку встановлюються два водяних та один масляний насос, а з боку маховика – кожух 6 фланця колінчастого валу з масляним відбивним кільцем та сальниковим ущільненням 7.

В дні фундаментної рами по краях є два зливних отвори, одне з боку переднього торця, а друге з боку заднього торця, яке закрито глухим фланцем.

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

На бічних стінках рами з внутрішньої сторони виконані приливи, на які встановлено масляний забірний фільтр.

На площині роз'єму блоку з рамою є канавка, в яку вкладено ущільнюючий гумовий шнур 11.

Рамний підшипник

Кожен рамний підшипник складається з верхнього та нижнього вкладишів, кришки підшипника з деталями кріплення. Вкладиші 3 і 4 (рис.1.1) сталі - алюмінієві. Від повороту та осового переміщення вкладиші утримуються вусами.

Другий від маховика підшипник опорно-упорний і має упорні бронзові півкільця, розташовані у кільцевих виточках фундаментної рами. Упорні півкільця можуть бути зняті без підймання колінчастого валу.

Вкладиші у вільному стані мають перевищення по площині роз'єму відносно розточок в кришці та рамі, завдяки чому після затяжки підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхні розточок в рамі і кришці. Вкладиші підшипників можуть вийматися та встановлюватися без виймання колінчастого валу за допомогою спеціальних пристосувань.

Система змащення двигуна забезпечує подачу масла з головної мережі через трубу 5 та отвір А в кришці 2 до підшипників колінчастого валу. З рамкових підшипників масло по каналах у шийках колінчастого валу надходить до шатунних підшипників. Звідти воно по каналах у стержнях шатунів потрапляє до головних підшипників та використовується для охолодження верхньої частини поршнів.

Кільцева канавка Б на внутрішній поверхні верхнього вкладиша рамкового підшипника слугує для безперервного подання масла до шатунних підшипників.

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

1.2.2 Кривошипно-шатунний механізм: колінчастий вал, шатун, поршень.

Вал колінчастий – (рис.1.2) сталевий, цільнокований, має 8 рамових і 6 шатунних шийок. Кривошипи розташовані під кутом 120° відносно один до одного, кривошипи першого та шостого, другого та п'ятого, третього та четвертого циліндрів розташовані попарно в одній площині. Діаметр рамових шийок - 230 мм, шатунних – 180 мм.

В тілі колінчастого вала виконані нахилені свердлення, що проходять через шатунні та рамові шийки і які є масляними каналами. Ці отвори, а також глухий отвір восьмої рамової шийки, використовується також для встановлення пристосувань для виймання та заведення вкладишів рамових підшипників.

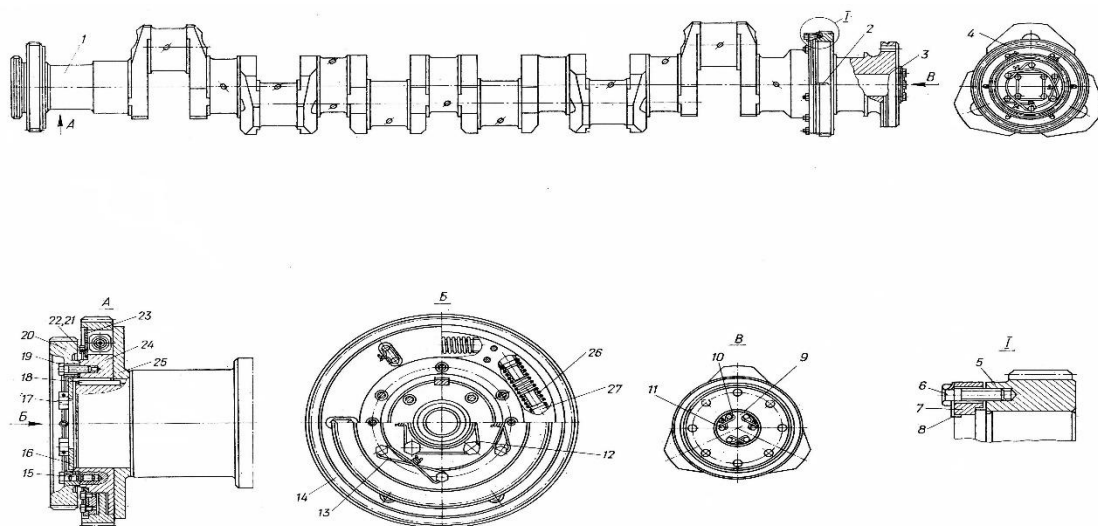


Рисунок 1.2 Вал колінчастий

1 – вал колінчастий; 2 – шпонка; 3 – прокладка; 4 – демпфіруюча шестерня приводу водяних насосів; 5 – шестерня колінчастого вала; 6 – болт М10х35; 7 – притиск; 8 – шайба стопорна; 9 – заглушка; 10, 13 – дрiт 02; 11 – болт М10х25; 12 – дрiт 03; 14 – шестерня приводу водяних насосів; 15 – штифт циліндричний з буртом $\varnothing 10$; 16 – кільце стопорне; 17 – болт М16х35; 18 – шпонка; 19 – болт М12х40; 20 – шестерня приводу масляного насоса; 21 – болт М6х12; 22 – дрiт 1; 23 – диск; 24 – маточина; 25 – кільце упорне; 26 – пружина; 27 – грибок.

Із сторони переднього торця на колінчастому валу встановлені шестерня приводу насоса масла 20 та демпфіруюча шестерня приводу насосів води 4.

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

Шестерня 20 приводу насоса масла жорстко з'єднана з маточиною демпфіруючої шестерні 24, яка на шпонці 18 жорстко з'єднана з колінчастим валом. Демпфіруюча шестерня з'єднана із маточиною 24 через шість пружних елементів (пружин 26 з грибками 27). Це забезпечує демпфірування нерівномірності обертального моменту та надійну роботу зубчастих зачеплень приводу насосів води. Від осового зміщення шестерня утримується упорним кільцем 25 та болтами в кількості чотирьох штук.

Із сторони заднього торця на фланці колінчастого валу на шпонці насаджена шестерня 5, яка служить для приводу розподільчого вала і утримується від осового переміщення притисками 7. Поміж восьмою рамовою шийкою і фланцем, до якого кріпиться маховик, на валу виконаний масло відбійний борт, який запобігає попаданню масла, що виходить із восьмого рамового підшипника, на фланець.

Шатун - (рис.1.3) виготовлений із вуглецевої сталі, штампований. Стержень 5 шатуна - двотаврового перерізу, має центральний осовий канал А. У верхній головці шатуна виконана кільцева канавка Д, а в нижній головці - канали Б и В, по яким масло із шатунного підшипника поступає в головний.

В розточку верхньої головки шатуна запресована бронзова втулка 6, яка являється головним підшипником. На внутрішній поверхні втулки виконана канавка Г та вісім отворів для проходу масла.

У верхню головку шатуна завернутий також розпилювач 7, який забезпечує розбризкування масла для охолодження днища поршня.

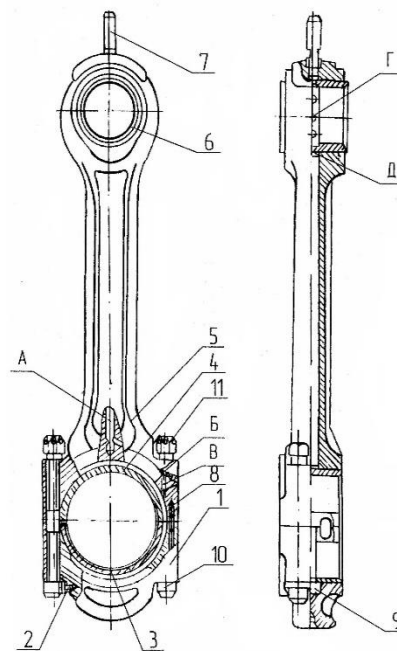


Рисунок.1.3 Шатун
1-кришка шатунного підшипника;
2,8,9 – штифт;
3 – вкладиш нижній;
4 – вкладиш верхній;
5 – стержень шатуна;
6 – втулка;
7 – розпилювач;
10 – болт шатунний;
11 – гайка шатунного болта

Масло із канави А поступає в кільцеву канавку Д у верхній головці шатуна, а потім в розпилювач 7 на охолодження поршня і одночасно через отвори у втулці – в кільцеву канавку Г на змащування поршневого пальця. Деяка кількість масла утримується в головці поршня діафрагмою 6 (рис.1.4). В нижній головці шатуна розташовані сталєалюмінієві вкладиші 3 и 4 шатунного підшипника. Від осьового переміщення та повороту вкладиші втримуються штифтом та шатунними болтами 10.

Вкладиші мають перевищення розміру над площиною роз'єму в кришці 1 та стержні шатуна, завдяки чого після обтискування підшипника забезпечується щільне прилягання зовнішніх поверхонь вкладишів до поверхні розточки (натяг).

На внутрішній поверхні нижнього вкладиша є кільцева проточка, а на верхньому вкладиші - свердлення для забезпечення надходження масла до головного підшипника.

Кришка шатунного підшипника кріпиться до стержня шатуна за допомогою чотирьох шатунних болтів. Взаємне положення стержня і кришки фіксується штифтами 8.

Шатунні болти виготовлені із високолегованої сталі. Гайки 11 шатунних болтів після затяжки стопоряться дротом від самовільного відкручування. На обох кінцях шатунного болта виконані площадки, відстань між якими, заміряна з точністю до 0,01 мм, нанесено на головці шатунного болта та служить для контролю залишкового подовження болта в експлуатації двигуна. Залишкове подовження болта не повинно перевищувати 0,3 мм. При більшому подовженні шатунний болт слід замінити. На гайках нанесені поділки для контролю затяжки шатунних болтів.

Шатуни для одного двигуна підбираються або підганяються по масі з допустимою різницею мас не більше 0,5 кг.

Поршень (рис.1.4) - чавунний, цільний, охолоджується маслом.

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

На краях днища поршня з двох сторін зроблені поглиблення для запобігання дотику поршнем клапанів газорозподілу при їх відкритті.

В поглибленнях є два різьбових отвори М12, призначені для кріплення відповідного пристосування (скоби) при витягуванні поршня із шатуном. Поршень и шатун з'єднані сталним пустотілим поршневим пальцем 2.

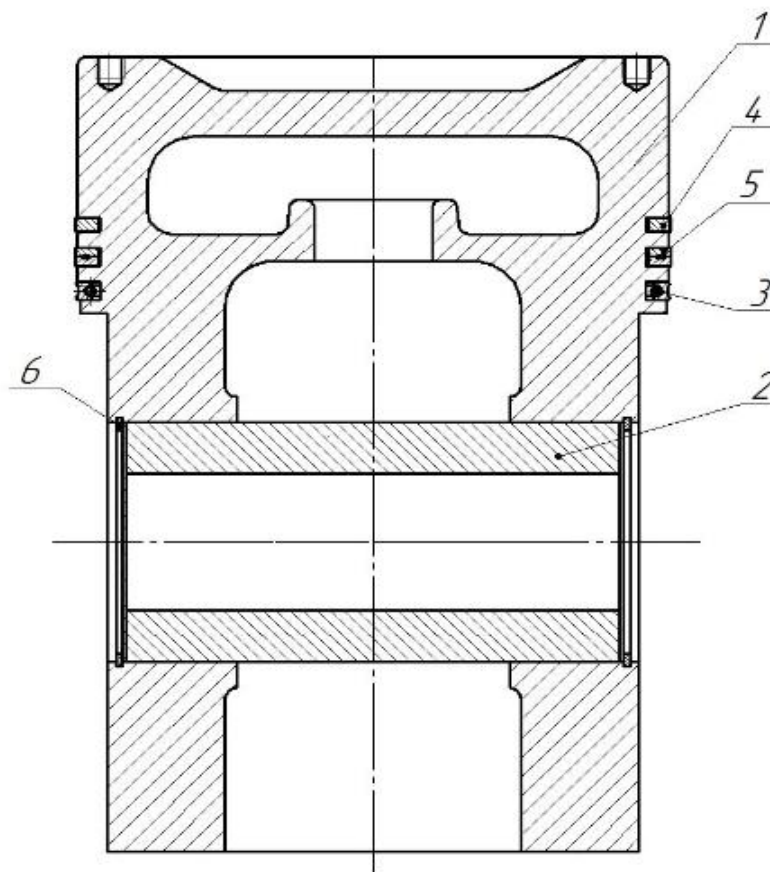


Рисунок 1.4 Поршень

1 – поршень; 2 – палець; 3 – кільце маслоз'ємне;
4,5 – кільце компресійне; 6– стопорне кільце .

Зовнішня поверхня пальця цементована та загартована. Від осьового переміщення палець утримується пружинними кільцями , встановленими в кільцевих канавках бобишок поршня. На поршні розташовані три канавки, у яких розміщені поршневі кільця: у двох верхніх - по одному компресійному кільцю , а у нижньому - маслоз'ємні кільця 3.

Компресійні кільця мають у перерізі прямокутну форму. Два верхніх компресійних кільця мають на боковій поверхні зносостійке покриття (хромування). Маслоз'ємне кільце коробчастого типу з пружинним експандером, покриті хромом.

Поршні для одного двигуна підбираються або ж підганяються по масі з допустимою різницею мас поршнів не більше 0,5 кг (без поршневих кілець).

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ І ДИНАМІКИ ДВИГУНА

2.1 Обґрунтування вибіру основних параметрів робочого циклу двигуна.

При виконанні теплового розрахунку робочого циклу двигуна потрібно враховувати призначення двигуна, вид палива, частоту обертання колінчастого валу та конструктивні особливості проектного двигуна. При оцінці вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу може бути використаний досвід накопичений при конструюванні і експлуатації подібних двигунів, і наявні експериментальні дані.

Проведемо аналіз вихідних параметрів для розрахунку робочого процесу:

1.Тиск і температура навколишнього середовища

Згідно діючих нормативних документів, при розрахунках робочого циклу приймається тиск навколишнього середовища $P_0 = 0,1$ МПа, а температура $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

2. Ступінь стиску

Ступінь стиску для газових двигунів знаходиться в межах $\varepsilon = 8 \dots 12$ і обмежується в основному появою детонаційного горіння в циліндрах двигуна при високих ε . Також ступінь стиску має бути такою, щоб температура стиску не перевищувала температури самозапалювання газоповітряної суміші $t_c = 640^\circ\text{C}$ [1].

3. Коефіцієнт надлишку повітря

Коефіцієнт надлишку повітря для згоряння газового палива знаходиться в межах $\alpha = 1,1 \dots 1,8$ [1] і уточнюється при виконанні розрахунку робочого циклу газового двигуна.

При $\alpha = 1,8 \dots 2,0$ робота газового двигуна стає не стабільною по причині пропуску запалювання бідної газо-повітряної суміші, а при $\alpha = 1,1 \dots 1,4$ максимальна температура робочого циклу стає занадто високою $T_z > 2200 \text{ K}$.

4. Тиск наддуву у газових двигунах із подачею газо - повітряної суміші під надлишковим тиском має бути таким, щоб, з однієї сторони, забезпечити необхідну потужність двигуна, а з другої сторони, таким, щоб температура ГПС в кінці стиску не перевищувала температури її samozapalювання [1] .

5. Коефіцієнт продувки камери згоряння

Для газових двигунів із системою зовнішнього сумішоутворення коефіцієнт продувки приймається $\phi_a = 1,02 \dots 1,05$, так як кут перекриття впускного і випускного клапанів не значний $\alpha_{\text{пер}} \approx 50^\circ$.

6. Підігрів газо - повітряної суміші від стінок циліндру, з якими вона контактує при наповненні циліндру, знаходиться по дослідним даним в межах $\Delta t = 5 \dots 20^\circ \text{C}$ [3]. Для розрахунків прийнято $\Delta t = 10^\circ \text{C}$.

7. Коефіцієнти використання теплоти

Дослідні величини коефіцієнтів використання теплоти в точках z і b робочого циклу складають $\xi_z = 0,70 \dots 0,85$ і $\xi_b = 0,84 \dots 0,95$. [3]. Для двигунів із порівняно невисокими обертами колінчатого валу $n = 500 \dots 750 \text{ об/хв}$ приймаємо для розрахунку робочого циклу такі коефіцієнти $\xi_z = 0,80$ і $\xi_b = 0,95$.

8. Ступінь підвищення тиску

Ступінь підвищення тиску при згорянні λ залежить від швидкохідності двигуна, ступеню наддуву, організації процесів утворення робочої суміші і ряду інших факторів, при розрахунках для середньооборотних двигунів рекомендується приймати $\lambda = 1,35 \dots 2,2$. [2]

9. Механічний ККД

Механічний ККД двигуна залежить від його від конструкції, швидкохідності, наявності приводних механізмів на ньому і таке інше. Величина механічного ККД розрахована по відповідній формулі.

10. Охолодження наддувочного повітря

Зниження температури газоповітряної суміші в одноступеневому охолоджувачі повітря приймаємо в межах $40...80^{\circ}\text{C}$ [3].

11. Температура залишкових газів.

При виконанні розрахунку робочого процесу двигуна температуру залишкових газів рекомендується приймати в межах $T_r = 600...900\text{ K}$. В розрахунку приймаємо $T_r = 750\text{ K}$. [3]

12. Коефіцієнт округлення індикаторної діаграми.

Коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми рекомендується для карбюраторних і газових двигунів приймати $\phi = 0,93...0,97$.

13. Показник політропи стиску в компресорі.

Показник політропи стиску у відцентровому компресорі із неохолоджуваним корпусом знаходиться в межах $n_k = 1,45...1,8$. [3].

Для розрахунку робочого циклу приймаю $n_k = 1,6$.

2.2 Розрахунок робочого процесу двигуна

1.1 Вихідні дані для розрахунку:

Ефективна потужність	$P_e = 580 \text{ кВт}$	
Частота обертання колінчастого валу	$n = 600 \text{ хв}^{-1}$	
Діаметр циліндра	$D = 250 \text{ мм}$	
Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$	
Ступінь стиску	$\varepsilon = 10,5$	
Коефіцієнт надлишку повітря	$\alpha = 1,68$	
Число циліндрів	$i = 6$	
Коефіцієнт тактності	$z = 4$	
Тиск наддуву	$p_b = 205 \text{ кПа}$	
Тиск навколишнього середовища	$p_a = 100 \text{ кПа}$	
Температура навколишнього середовища	$T_a = 293 \text{ К}$	
Показник політропи стиску для відцентрового компресора	$n_k = 1,6$	
Підігрів свіжого заряду	$\Delta T = 10 \text{ К}$	
Тиск залишкових газів	$p_r = 190 \text{ кПа}$	
Температура залишкових газів	$T_r = 750 \text{ К}$	
Ступінь підвищення тиску	$\lambda = 2,2$	
Середнє значення показника політропи:		
- стиску	$n_1 = 1,37$	
- розширення	$n_2 = 1,25$	
Коефіцієнт використання теплоти в точці «z»	$\xi_z = 0,85$	
Коефіцієнт повноти індикаторної діаграми	$\xi = 0,96$	
Нижча теплота згоряння газу	$Q_H = 34000 \text{ кДж/м}^3$	
Паливо для роботи двигуна - природний газ		
Склад	в %	В об'ємних долях
Метан	$\text{CH}_4 = 95$	$R_{\text{CH}_4} = 0,95$
Етан	$\text{C}_2\text{H}_6 = 2$	$R_{\text{C}_2\text{H}_6} = 0,02$

Пропан	$C_3H_8=$	2	$R_{C_3H_8} = 0,02$
Бутан	$C_4H_{10}=$	1	$R_{C_4H_{10}} = 0,01$
Пентан	$C_5H_{12}=$	0	$R_{C_5H_{12}} = 0$
Вуглекислота	$CO_2=$	0	$R_{CO_2} = 0$
Оксид вуглецю	$CO=$	0	$R_{CO} = 0$
Азот	$N_2=$	0	$R_{N_2} = 0$
Кисень	$O_2=$	0	$R_{O_2} = 0$
Водень	$H_2=$	0	$R_{H_2} = 0$

1.2 Параметри робочого тіла

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot [0,5(CO + H_2) + \sum (n + 0.25m)C_nH_m - O_2], \text{ кмоль/кмоль}$$

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \cdot [0,5(0 + 0) + (1 + 0,25 \cdot 4) \cdot 0,944 + (2 + 0,25 \cdot 6) \cdot 0,013 + (3 + 0,25 \cdot 8) \cdot 0 + (0,25 + 0,25 \cdot 10) \cdot 0,007 + (5 + 0,25 \cdot 12) \cdot 0,01 - 0] = 10,17 \text{ кмоль /кмоль}$$

1.2.1 Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кмоль газу

1.2.2 Загальна кількість продуктів свіжого заряду

$$M_1 = 1 + \alpha \cdot L_0 = 1 + 1,68 \cdot 10,17 = 18,08 \text{ кмоль /кмоль}$$

1.2.3 Кількість окремих компонентів продуктів згоряння

Кількість CO_2 :

$$M_{CO_2} = CO + \sum (n \cdot C_n H_m + CO_2) \\ = 0 + (1 \cdot 0,944 + 0,002) + (2 \cdot 0,13 + 0,005 + 0,002) + (4 \cdot 0,007 + 0,002) + (5 \cdot 0,01 + 0,002) = 1,09 \text{ кмоль}$$

Кількість H_2O :

$$M_{H_2O} = H_2 + \sum (0,5mC_n H_m + CO_2) \\ = 0 + (0,5 \cdot 4 \cdot 0,944) + (0,5 \cdot 6 \cdot 0,013) + (0,5 \cdot 8 \cdot 0,005 + 0,007) + (0,5 \cdot 12 \cdot 0) = 2,09 \text{ кмоль}$$

Кількість O_2 :

$$M_{O_2} = 0,21 \cdot (\alpha - 1) \cdot L_0 = 0,21 \cdot (1,68 - 1) \cdot 10,17 = 1,45 \text{ кмоль}$$

$$M_{N_2} = 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0 + N_2 = 0,79 \cdot 1,68 \cdot 10,17 + 0 = 13,49 \text{ кмоль}$$

Кількість N_2 :

1.2.4 Загальна кількість продуктів згоряння

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = 1,09 + 2,09 + 1,45 + 13,49 = 18,12 \text{ кмоль}$$

1.2.5 Змінення об'єму при згорянні 1 кмоль газу

$$\Delta M = M_2 - M_1 = 18,12 - 18,08 = 0,045 \text{ кмоль}$$

1.2.6 Теоретичний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta_0 = \frac{M_2}{M_1} = \frac{18,12}{18,08} = 1,0025$$

1.3 Параметри процесу наповнення

1.3.1 Температура після нагнітача

$$T_B = T_a \times \left(\frac{P_B}{P_a} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}} = 293 \cdot \left(\frac{205}{100} \right)^{\frac{1,6 - 1}{1,6}} = 383,5 \text{ K}$$

1.3.2 Температура повітря після охолоджувача

$$T_{int} = T_B - (30 - 70^\circ) = 383,5 - 60 = 323,5 \text{ K}$$

1.3.3 Температура газоповітряної суміші

$$T_{cm} = \frac{T_{int} + \alpha \cdot L_0 \cdot T_r}{1 + \alpha \cdot L_0} = \frac{323,5 + 1,68 \cdot 10,17 \cdot 750}{1 + 1,68 \cdot 10,17} = 320,2 \text{ K}$$

де $T_r = 750 \text{ K}$ – температура паливного газу на вході в змішувальну камеру

1.3.4 Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_r = \frac{T_{cm} + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\varepsilon \times P_d - P_r} = \frac{320,3 + 10}{750} \cdot \frac{190}{10,5 \cdot 194,8 - 190} = 0,045$$

де $P_d = 0,95 \cdot P_B = 0,95 \cdot 205 = 194,8 \text{ кПа}$

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

1.3.5 Коефіцієнт наповнення

$$\varphi_H = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_d}{P_B} \cdot \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r} =$$
$$= \frac{10,5}{10,5 - 1} \cdot \frac{194,8}{205} \cdot \frac{320,3}{320,3 + 10 + 0,045 \cdot 750} = 0,92$$

1.3.6 Температура газоповітряної суміші на початку стиску

$$T_d = \frac{T_{\text{см}} + \Delta T + \gamma_r \times T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{320,3 + 10 + 0,045 \cdot 750}{1 + 0,045} = 348,3 \text{ K}$$

1.4 Параметри процесу стиску

1.4.1 Тиск в кінці стиску

$$P_c = P_d \times \varepsilon^{n_1} = 194,8 \cdot 10,5^{1,37} = 4881 \text{ кПа}$$

1.4.2 Температура в кінці стиску

$$T_c = T_d \times \varepsilon^{n_1 - 1} = 348,3 \cdot 10,5^{1,37 - 1} = 831,4 \text{ K}$$

1.5 Параметри процесу згоряння

1.5.1 Дійсний коефіцієнт молекулярної зміни

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,0025 + 0,045}{1 + 0,045} = 1,0024$$

1.5.2 Максимальна температура циклу знаходиться з рівняння балансу:

$$\frac{\xi \cdot 22,4 \cdot Q_H}{(1 + \gamma_r)(1 + \alpha \cdot L_0)} = \beta_z \cdot m C v_m t_z - (m C v m_{\text{см}}) \cdot t_c$$

1.5.3 Склад продуктів згоряння в об'ємних долях:

$$R_{CO_2} = \frac{M_{CO_2}}{M_2} = \frac{1,09}{18,12} = 0,0601$$

$$R_{H_2O} = \frac{M_{H_2O}}{M_2} = \frac{2,09}{18,12} = 0,1153$$

$$R_{O_2} = \frac{M_{O_2}}{M_2} = \frac{1,45}{18,12} = 0,0801$$

$$R_{N_2} = \frac{M_{N_2}}{M_2} = \frac{13,49}{18,12} = 0,7445$$

1.5.4 Мольна теплоємкість продуктів згоряння

$$mCv_{m_3} = R_{O_2} \cdot mCv_{O_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2} + R_{H_2O} \cdot mCv_{H_2O} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2}$$

$$\text{для } O_2: mCv_{O_2} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } N_2: mCv_{N_2} = 19,818 + 418,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } H_2O: mCv_{H_2O} = 30,05 + 1255,8 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

$$\text{для } CO_2: mCv_{CO_2} = 22,416 + 1004,6 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv_{me} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z = 22,39 + 605,80 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

1.5.5 Теплоємкість газового палива

$$mCv_{\text{гп}} = R_{CH_4} \cdot mCv_{CH_4} + R_{C_2H_6} \cdot mCv_{C_2H_6} + R_{C_3H_8} \cdot mCv_{C_3H_8} + R_{C_4H_{10}} \cdot mCv_{C_4H_{10}} + R_{C_5H_{12}} \cdot mCv_{C_5H_{12}} + R_{CO_2} \cdot mCv_{CO_2} + R_{N_2} \cdot mCv_{N_2}$$

1.5.6 Мольна теплоємкість складових газового палива

$$mCv_{CH_4} = 12,235 + 5028 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_2H_6} = 7,004 + 12649 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_3H_8} = 14,97 + 17800 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_4H_{10}} = 93,128 + 11621 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{C_5H_{12}} = 118,06 + 14096 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{N_2} = 20,637 + 255,4 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

$$mCv_{CO_2} = 27,545 + 1386 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

Після підстановки маємо рівняння

$$mCv_{\text{гп}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_c = 13 + 5502 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$$

1.5.7 Мольна теплоємкість газоповітряної суміші при постійному об'ємі

$$mCv_{\text{см}} = \frac{mCv_{\text{гп}} + mCv_{\text{пов}} \cdot \alpha \cdot L_0 + mCv_{\text{тз}} \cdot \gamma_r (1 + \alpha \cdot L_0)}{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot (1 + \gamma_r)}$$

Після підстановки одержим рівняння

$$mCv_{\text{см}} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z = 20,08 + 506,69 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

де $mCv_{\text{пов}} = 20,38 + 209,5 \cdot 10^{-5} \cdot t_c$ - мольна теплоємкість повітря.

Середня мольна теплоємність газоповітряної суміші при постійному тиску

$$mCv_{cm} = a_{cm} + \frac{b_{cm}}{2} \cdot 10^{-5} \cdot t_z = 20,8 + \frac{253,34}{2} \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z = 20,08 + 537,118 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

Мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці «z»

$$mCp_z = 8,314 + 19,86 + \frac{1,68}{\alpha} + \left(427,38 + \frac{184,36}{\alpha} \right) \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

Після підстановки одержимо рівняння

$$mCv_{cm} = a + b \cdot 10^{-5} \cdot t_z = 29,17 + 537,118 \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

Середня мольна теплоємність продуктів згоряння при постійному тиску в точці «z»

$$mCp_{m_z} = a + \frac{b}{2} \cdot 10^{-5} \cdot t_z = 29,17 + \frac{268,55}{2} \cdot 10^{-5} \cdot t_z$$

1.5.8 Після підстановки одержимо рівняння

$$A \cdot 10^{-5} \cdot t_z + B \cdot t_z - c = 0$$

де приведені коефіцієнти:

$$A = 269,20$$

$$B = 29,24$$

$$C = 56252,65$$

Звідки:

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \times A \times 10^{-5} \times C}}{2 \times A \times 10^{-5}} = \frac{-29,24 + \sqrt{29,24^2 + 4 \cdot 269,20 \cdot 10^{-5} \cdot 56252,65}}{2 \cdot 269,20 \cdot 10^{-5}} = 1941 \text{ K}$$

1.5.9 Максимальний тиск згоряння

$$P_{max} = \frac{\beta \cdot P_c \cdot T_z}{T_c} = \frac{1,0024 \cdot 4881 \cdot 1941}{831,4} = 11420 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

1.5.10 Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{P_{max}}{P_c} = \frac{11420}{4881} = 2,34$$

Перевірка:

$$\Delta\lambda = \frac{|\lambda - \lambda_{роз}|}{\lambda} 100\% = \frac{|2,34 - 2,20|}{2,34} 100\% = 6,35\%$$

$\Delta\lambda$ повинна бути в межах 10% тому ми впевнено можемо сказати що перевірка пройшла успішно

1.5.11 Ступінь попереднього розширення

$$\rho = \frac{\beta \cdot T_Z}{\lambda \cdot T_c} = \frac{1,0024 \cdot 1941}{2,34 \cdot 831,4} = 1$$

1.6 Параметри процесу розширення

1.6.1 Ступінь подальшого розширення

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{10,5}{1} = 10,5$$

1.6.2 Тиск в кінці розширення

$$P_B = \frac{P_{max}}{\delta^{n_2}} = \frac{11420}{10,5^{1,25}} = 604,2 \text{ кПа}$$

1.6.3 Температура в кінці розширення

$$T_B = \frac{T_Z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1941}{10,5^{1,25-1}} = 1078 \text{ К}$$

1.6.4 Середня температура випускних газів

$$T_{ср.г.} = \frac{T_B}{K'} \left[1 + (K'' - 1) \frac{P_r}{P_B} \right] = \frac{1078}{1,4} \left[1 + (1,35 - 1) \frac{190}{604,2} \right] = 855 \text{ К}$$

де $K'=1,4$; $K''=1,35$ – емпіричні коефіцієнти.

1.6.5 Температура залишкових газів

$$T_r = \frac{T_B}{\sqrt{\frac{P_B}{P_r}}} = \frac{1078}{\sqrt{\frac{604,2}{190}}} = 733 \text{ К}$$

					ПІНІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Перевірка:

$$\frac{|T_r^3 - T_r|}{T_r^3} \times 100\% = \frac{|733 - 750|}{727,4} \times 100\% = 2,25 \%$$

1.7 Індикаторні показники робочого циклу

1.7.1 Середній теоретичний індикаторний тиск

$$P'_{mi} = \frac{\xi \cdot P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] =$$
$$= \frac{0,96 \cdot 4881}{10,5 - 1} \cdot \left[2,34 \cdot (1 - 1) + \frac{2,34 \cdot 1}{1,25 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,25 - 1}} \right) - \frac{1}{1,37 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,5^{1,37 - 1}} \right) \right] = 1277 \text{ кПа}$$

1.7.2 Індикаторний ККД

$$\eta_i = 1,985 \cdot \frac{(1 + \alpha \cdot L_0) \cdot T_{cm} \cdot P_{mi}}{Q_H \cdot P_d \cdot \varphi_H \cdot 22,4} 4.186$$
$$= 1,985 \cdot \frac{(1 + 1,68 \cdot 10,17) \cdot 318,7 \cdot 1277}{34000 \cdot 194,8 \cdot 0,92 \cdot 22,4} \cdot 4,186 = 0,45$$

1.7.3 Індикаторна витрата газу

$$g_i = \frac{3600}{Q_H \times \eta_i} = \frac{3600}{34000 \cdot 0,45} = 0,24 \text{ м}^3/\text{кВт. год}$$

1.8 Ефективні показники робочого циклу

1.8.1 Середній тиск механічних втрат

$$P_M = 0,088 + 0,0118 \cdot V_{п.ср} = 0,088 + 0,0118 \cdot 6,8 = 118 \text{ кПа}$$

де 0,088; 0,0118 – постійні коефіцієнти

1.8.2 Середня швидкість поршня

$$V_{п.ср.} = \frac{S_{пр.} \times n}{30} = \frac{0,34 \cdot 600}{30} = 6,8 \text{ м/с}$$

1.8.3 Середній ефективний тиск

$$P_{me} = P_{mi} - P_m = 1277 - 118 = 1159 \text{ кПа}$$

1.8.4 Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{P_{me}}{P_{mi}} = \frac{1159}{1277} = 0,91$$

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

1.8.5 Ефективний ККД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_M = 0,45 \cdot 0,91 = 0,407$$

1.8.6 Питома ефективна витрата газу

$$b_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,24}{0,91} = 0,260 \text{ м}^3/\text{кВт. год}$$

1.8.7 Годинна витрата газу

$$B = b_e \times P_e = 0,260 \cdot 580 = 150,8 \text{ м}^3/\text{год}$$

1.9 Основні розміри циліндра і двигуна

Літраж двигуна

$$V_{St} = 30 \cdot z \cdot \frac{P_e \cdot 10^3}{P_{me} \cdot n} = 30 \cdot 4 \cdot \frac{580 \cdot 10^3}{1159 \cdot 600} = 100,05 \text{ л}$$

1.9.1 Робочий об'єм циліндру

$$V_s = \frac{V_{St}}{i} = \frac{100,05}{6} = 16,68 \text{ л}$$

1.9.2 Діаметр циліндра

$$D = 100 \times \sqrt{\frac{4 \times V_s}{\pi \times m}} = 100 \times \sqrt{\frac{4 \cdot 16,68}{3,14 \cdot 1,36}} = 250 \text{ мм.}$$

1.9.3 Коефіцієнт пропорційності

$$m = \frac{S_{\text{ПР}}}{D_{\text{ПР}}} = \frac{0,34}{0,25} = 1,36$$

1.9.4 Хід поршня

$$S = m \times D = 1,36 \cdot 250 = 340 \text{ мм}$$

1.10 Уточнені розміри циліндра і двигуна

Діаметр циліндра

$$D = 250 \text{ мм}$$

Хід поршня

$$S = 340 \text{ мм}$$

1.10.1 Літраж двигуна

$$V_{St} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot i}{4 \times 10^6} = \frac{3,14 \cdot 250^2 \cdot 340 \cdot 6}{4 \times 10^6} = 100,09 \text{ л}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

1.10.2 Робочий об'єм двигуна

$$V_s = \frac{V_{st}}{i} = \frac{100,09}{6} = 16,68 \text{ л}$$

1.10.3 Ефективна потужність двигуна

$$P_{ep} = \frac{P_{me} \cdot V_{st} \cdot n}{30 \cdot z \cdot 10^3} = \frac{1159 \cdot 100,09 \cdot 600}{30 \cdot 4 \cdot 10^3} = 580,2 \text{ кВт}$$

1.10.4 Отримана величина P_{ep} відрізняється від заданої на:

$$\Delta P_e = \frac{P_{ep} - P_e}{P_{eep}} \cdot 100\% = \frac{580,2 - 580}{580,1} \cdot 100\% = 0,04 \%$$

$$P_{eep} = \frac{P_{ep} + P_e}{2} = \frac{580,2 + 580}{2} = 580,1 \text{ кВт}$$

Так як значення $\Delta P_e < 5\%$, то розрахунок робочого процесу двигуна виконаний вірно.

2.3 Розрахунок та побудова теоретичної та дійсної індикаторної діаграми

2.3.1 Розрахунок теоретичної індикаторної діаграми робочого циклу газового двигуна 6ГЧН25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним.

Таблиця 1. Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми

Найменування параметру	Позначення	Розмірність	Величина
1. Середній індикаторний тиск	P_{mi}	МПа	1,277
2. Тиск в кінці стиску	P_c	МПа	4,881
3. Показник політропи стиску	n_1	-	1,37
4. Ступінь стиску	ϵ	-	10,5
5. Максимальний тиск згоряння	P_{max}	МПа	11,420
6. Показник політропи розширення	n_2	-	1,25

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

7.Ступінь попереднього розширення	ρ	-	1
8.Масштаб вісі тиску	m_p	МПа/мм	0,077

Форму лінії стиску теоретичної індикаторної діаграми знаходимо по формулі

$$P_{ст} = P_c / (V/V_c) n_1, \text{МПа} \quad (2.1)$$

Форму лінії розширення знаходимо по формулі

$$P_{роз} = P_{max} \cdot \rho \cdot n_2 / (V/V_c) n_2 = P_{max} / (V/V_c) n_2, \text{МПа} \quad (2.2)$$

Результати розрахунків по формулам (2.1) і (2.2) приведені в таблиці 1.2

Таблиця 1.2 Координати точок для побудови кривих стиску і розширення

V/V_c	$p_{ст}, \text{МПа}$	$p_{ст}, \text{мм}$	$p_{роз}, \text{МПа}$	$p_{роз}, \text{мм}$
1	4.881	63.5	11.420	148.3
1,25	3.600	46.8	8.640	112.2
1,5	2.804	36.4	6.879	89.3
2,0	2.270	29.5	5.674	73.7
2,5	1.891	24.6	4.802	62.4
3,0	1.085	14.1	2.892	37.6
4	0.732	9.5	2.019	26.2
5	0.539	7.0	1.527	19.8
7	0.420	5.5	1.216	15.8
9	0.340	4.4	1.003	13.0
10,5	0.283	3.7	0.849	11.0

2.3.2 Побудова дійсної індикаторної діаграми для газового двигуна 6ГЧН25/34.

Дійсну індикаторну діаграму будуюмо із врахуванням її характерних точок:

c' – точка початку подачі іскри (палива форсункою), яка визначається випередженням запалювання (випередженням впорскування палива).

f - точка початку згоряння, яка визначається кутом затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ \text{ПКВ}$.

$\Delta\varphi_2 = 10^\circ \text{ПКВ}$ - кут після ВМТ, де тиск газів максимальний.

b - точка початку відкриття випускного клапана.

g' - точка початку відкриття впускного клапану.

g'' - точка закриття випускного клапана.

d - точка закриття впускного клапану.

c'' - точка тиску газів в ВМТ в кінці такту стиску.

z_d - точка максимального тиску газів.

2.3.2 Вихідні дані для побудови дійсної індикаторної діаграми

а) кривошипно-шатунне відношення $\lambda_L = 0,25$;

б) відстань від ВМТ до НМТ на діаграмі АВ = 190 мм;

в) кут затримки згоряння $\Delta\varphi_1 = 10^\circ \text{ПКВ}$;

г) тиск залишкових газів $p_r = 0,190 \text{ МПа}$;

д) масштаб тиску $m_p = 0,077 \text{ МПа/мм}$;

е) хід поршня $S = 0,34 \text{ м}$;

ж) тиск в кінці стиску $P_c = 4,881 \text{ МПа}$;

з) максимальний тиск $p_{\max} = 11,420 \text{ МПа}$;

Розрахунок координат характерних точок індикаторної діаграми приведений в таблиці 1.3

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Таблиця 1.3 Координати характерних точок індикаторної діаграми

φ, ПКВ	Положення точки відносно ВМТ, φ ПКВ	Постійна $X = (1 - \cos\varphi) + 0,25\lambda(1 - \cos 2\varphi)$	Відстань від ВМТ до точки $X(AB)/2, \text{мм}$
c, до ВМТ	30	0,165	15,696
f, до ВМТ	20	0,075	7,118
b, після ВМТ	130	1,716	1,801
r', до ВМТ	20	0,075	163,033
r'', після ВМТ	30	0,165	7,118
d, до ВМТ	130	1,716	15,696

Ордината точки r''

$$P_r/m_p = 0,190/0,077 = 2,5 \text{ мм}$$

Тиск газів у ВМТ

$$P_c' = 1,2 \cdot P_c = 1,2 \cdot 4,881 = 5,85 \text{ МПа};$$

$$P_c'/m_p = 5,85/0,077 = 76 \text{ мм.}$$

Максимальний тиск згоряння

$$P_{zd} = 0,85 \cdot P_{max} = 0,85 \cdot 11,420 = 9,70 \text{ МПа}$$

$$P_{zd}/m_p = 9,70/0,077 = 126 \text{ мм.}$$

Поправка Брікса

$$OO_1 = R \cdot \lambda/2 = 170 \cdot 0,246/2 = 20,91 \text{ мм}$$

Масштаб переміщення

$$m_s = S/AB = 340/190 = 1,79 \text{ мм/мм}$$

Поправка Брікса в масштабі переміщення

$$OO_1 = OO_1/m_s = 20,91/1,79 = 11,6 \text{ мм.}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

2.4 Розрахунок теплового балансу двигуна

Вихідні дані для розрахунку:

Ефективна потужність	$P_e = 581,1 \text{ кВт}$
Частота обертання колін валу	$n = 600 \text{ хв}^{-1}$
Діаметр циліндру	$D = 250 \text{ мм}$
Хід поршня	$S = 340 \text{ мм}$
Число циліндрів	$i = 6$
Коефіцієнт тактності	$z = 4$
Нижча теплота згорання газу	$Q_H = 34000 \text{ кДж/м}^3$
Годинна витрата газу	$B_r = 0,260 \text{ м}^3/\text{кВт. год}$
Індикаторний к.к.д.	$\eta_i = 0,45$
Ефективний к.к.д.	$\eta_e = 0,41$
Кількість свіжого заряду	$M_1 = 17,780 \text{ кмоль/кг}$
Загальна кількість продуктів згорання	$M_r = 18,125 \text{ кмоль/кг}$
Температура випускних газів	$T_{\text{ср.г.}} = 862,1 \text{ К}$
Температура на початку стиску	$T_d = 348,3 \text{ К}$
Мольна теплоємність продуктів згорання при постійному об'ємі	$mC''_v = 25,73 \text{ кДж/кмоль К}$
Мольна теплоємність свіжого заряду при постійному об'ємі	$mC'_v = 21,84 \text{ кДж/кмоль К}$
Середній індикаторний тиск	$P_{\text{мі}} = 1277,18 \text{ кПа}$
Рівняння теплового балансу.	

Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом

$$Q_{\Pi} = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M + Q_{\text{н.в.}}$$

де Q_e - теплота, еквівалентна ефективній роботі;

Q_B - теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною;

Q_{Γ} - теплота, яка виноситься випускними газами;

Q_M - теплота, яка відводиться маслом;

$Q_{\text{н.в.}}$ - невраховані теплові втрати.

Теплота, яка підводиться в циліндр двигуна з паливом

$$Q_{\Pi} = B_{\Gamma} \cdot QH/3600 = 150,8 \cdot 34000/3600 = 1424,2 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні q_{Π} приймаємо за 100%.

Теплота, еквівалентна ефективній роботі двигуна:

$$Q_e = P_e = 581,1 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_{\Pi} = Q_e/Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 581,1/1424,2 \cdot 100\% = 41,5\%$$

Перевірка :

$$Q_{e'} = Q_{\Pi} \cdot \eta_e = 1424,2 \cdot 0,41 = 581,1 \text{ кВт}$$

Вираховуємо похибку

$$\Delta = \frac{Q_e - Q_{e'}}{Q_e} \cdot 100\% = \frac{581,1 - 581,1}{581,1} = 0,22 \%$$

похибка не перевищує 1%

Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною:

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{w}} + Q_{\text{т.п}} + Q_{\text{в.н}}$$

де Q_{w} - теплота, яка відводиться робочим тілом в стінки циліндра;

$Q_{\text{т.п}}$ - теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра;

$Q_{\text{в.н}}$ - теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насоса.

Теплообмін між робочим тілом і стінками циліндра.

$$Q_{\text{w}} = (-W_{\text{нап.}} + W_{\text{ст}} + W_{\text{г.р.}} + W_{\text{вип.}}) \cdot$$

$$Q_{\Pi} = (0,10 + 0,02) \cdot 1424,2 = 170,9 \text{ кВт}$$

де $W_{\text{нап.}}$, $W_{\text{ст}}$, $W_{\text{г.р.}}$, $W_{\text{вип.}}$ - відповідно відносні втрати палива на дільницях наповнення, стиску, горіння-розширення та випуску газів із циліндра.

З експериментальних даних:

$$W_{\text{нап.}} = 0 \quad W_{\text{г.р.}} = 0,10$$

$$W_{\text{ст}} = 0 \quad W_{\text{вип.}} = 0,02$$

Теплота, еквівалентна роботі на тертя поршня по гільзі циліндра.

Середній тиск механічних втрат в механізмах двигуна.

$$P_{\text{мд}} = (a + b \cdot C_{\text{т}}) \cdot 10^3 = (0,088 + 0,0118 \cdot 6,8) \cdot 10^3 = 168,24 \text{ кПа}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

де $a = 0,088$ $b = 0,0118$ - коефіцієнти для визначення середнього тиску механічних втрат;

$$Cm = S \cdot n / 30 = 0,34 \cdot 600 / 30 = 6,8 \text{ м/с}$$

Середній тиск тертя поршня:

$$P_{\text{ср.т.}} = 0,6 \cdot P_{\text{мд}} = 0,6 \cdot 168,24 = 100,94 \text{ кПа}$$

Потужність тертя поршня

$$P_{\text{п}} = P_{\text{ср.т.}} \cdot V_s \cdot n \cdot i / (30 \cdot z) = 100,94 \cdot 0,0167 \cdot 600 \cdot 6 / (30 \cdot 4) = 50,5 \text{ кВт}$$

де V_s - робочий об'єм циліндру.

$$V_s = \pi \cdot D^2 \cdot S / 4 = 3,14 \cdot 0,250^2 \cdot 0,340 / 4 = 0,0167 \text{ м}^3$$

Теплота, еквівалентна роботі тертя поршня:

$$Q_{\text{т.п.}} = P_{\text{п}} = 50,5 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на привід водяного насосу.

Визначаємо витрату води, яка потрібна для відведення теплоти:

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} = 170,9 + 50,5 = 221,4 \text{ кВт}$$

тоді витрата охолоджуючої рідини:

$$V_B = \frac{Q_B \cdot 10^{-3} \cdot K}{\rho_B \cdot C_{\text{тв}} \cdot \Delta T_B} = \frac{221,4 \cdot 10^{-3} \cdot 1,5}{1000 \cdot 4,19 \cdot 10} = 0,0079 \text{ м}^3/\text{с}$$

$K = 1,5$ коефіцієнт запасу.

$\rho_B = 1000 \text{ кг/м}^3$ - середня щільність води.

$C_{\text{тв}} = 4,19 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність води.

$\Delta T_B = 10 \text{ К}$ - температурний перепад води в холодильнику.

Потужність, яка витрачається на привід водяного насосу.

$$P_{\text{вн}} = \frac{V_B \cdot \Delta P_B}{\eta_{\text{в.н.}}} = \frac{0,0079 \cdot 98}{0,65} = 1,20 \text{ кВт}$$

де $\Delta P_B = 98 \text{ кПа}$ - гідравлічний опір системи охолодження.

$\eta_{\text{в.н.}} = 0,65$ - ККД водяного насосу.

Тоді $Q_{\text{вн}} = P_{\text{вн}} = 1,20 \text{ кВт}$

Загальна теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною.

$$Q_B = Q_W + Q_{\text{т.п.}} + Q_{\text{вн}} = 170,9 + 50,5 + 1,20 = 222,6 \text{ кВт}$$

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_B = Q_B / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 222,6 / 1424,2 \cdot 100\% = 15,63 \%$$

Теплота, яка виноситься випускними газами:

$$Q_{\Gamma} = \frac{B_r}{3,6 \times 22,4} \left[M_2 \cdot (mC_p'')_{T_0}^{T_{\text{ср.г}}} \cdot T_{\text{ср.г}} - M_1 \cdot (mC_p)_{T_0}^{T_d} \cdot T_d \right] =$$
$$\frac{150,8}{3,6 \cdot 22,4} [18,125 \cdot 31,10 \cdot 862,1 - 17,780 \cdot 30,16 \cdot 348,3] = 559,5 \text{ кВт}$$

Ізобарна теплоємність продуктів згорання

$$mC_p'' = 31,10 \text{ кДж/кмоль К}$$

Ізобарна теплоємність свіжого заряду.

$$mC_p' = 30,16 \text{ кДж/кмоль К}$$

Що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{\Gamma} = Q_{\Gamma} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 559,5 / 1424,2 \cdot 100\% = 39,29 \%$$

Теплота, яка відводиться маслом і затрачується на привід масляного насосу:

Теплота, яка відводиться маслом, від гарячих деталей двигуна.

$$Q_{M1} = (Q_W + Q_{M.D.}) - Q_B = (170,9 + 84,1) - 222,6 = 32,4 \text{ кВт}$$

$$Q_{M.D.} = \Delta M.D. \cdot Q_{\Pi} = 0,0591 \cdot 1424,2 = 84,1 \text{ кВт}$$

Теплота, еквівалентна роботі на подолання опору в механізмах двигуна.

$$\Delta M.D. = (P_{\text{мд}} / P_{\text{ми}}) \cdot \eta_i = (168,24 / 1277,18) \cdot 0,45 = 0,0591$$

- доля втрат в механізмах двигуна.

Теплота, еквівалентна роботі на привід насоса системи мащення.

Витрата циркуляційного масла.

$$V_M = \frac{\kappa \cdot Q_{M1}}{\rho_M \cdot C_{\text{тм}} \cdot \Delta T_M} = \frac{1,5 \cdot 32,4}{900 \cdot 2,094 \cdot 8} = 0,0032 \text{ м}^3/\text{с}$$

$\kappa = 1,5$ - коефіцієнт запасу

$\rho_M = 900 \text{ кг/м}^3$ щільність масла;

$C_{\text{тм}} = 2,094 \text{ кДж/кг}$ - середня теплоємність масла.

$\Delta T_M = 8 \text{ К}$ - температурний перепад масла в охолоджувачі.

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Потужність, яка використовується на привід масляного насоса:

$$P_{M.H.} = \frac{V_M \cdot p_0}{\eta \cdot 10^3} = \frac{0,0032 \cdot 350000}{0,7 \cdot 10^3} = 1,61 \text{ кВт}$$

де $p_0 = 0,35 \cdot 10^6$ Па - робочий тиск масла в системі;

$\eta_m = 0,7$ механічний к.к.д масляного насосу.

Тоді $Q_{M2} = P_{M.H.} = 1,60$ кВт

Загальна кількість теплоти складає:

$$Q_M = Q_{M1} + Q_{M2} = 32,4 + 1,60 = 34 \text{ кВт}$$

у відсотковому відношенні

$$q_M = Q_M / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 34 / 1424,2 \cdot 100\% = 2,39 \%$$

Невраховані теплові втрати

$$\begin{aligned} Q_{H.B.} &= Q_{\Pi} - (Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_M) = \\ &= 1424,2 - (581,1 + 222,6 + 559,5 + 34) = 27 \text{ кВт} \end{aligned}$$

що складає у відсотковому відношенні:

$$q_{H.B.} = Q_{H.B.} / Q_{\Pi} \cdot 100 \% = 27 / 1424,2 \cdot 100\% = 1,89 \%$$

Всі отримані дані по розрахункам теплового балансу зведені в таблицю 1.4

Таблиця 1.4 Зведена таблиця даних теплового балансу.

Складові теплового балансу	кВт	%
Теплота, еквівалентна ефективній роботі, Q_e	581,1	40,8
Теплота, яка відводиться охолоджувальною рідиною, Q_B	222,6	15,6
Теплота, яка виноситься випускними газами, Q_{Γ}	559,5	39,3
Теплота, яка відводиться маслом, Q_M	34	2,4
Невраховані теплові втрати, $Q_{H.B.}$	27	1,9
Загальна кількість теплоти, введеної в двигун з паливом, Q_{Π}	1424,2	100

2.5 Динамічний розрахунок та побудова графіків сил, діючих в КШМ

Для виконання розрахунків на міцність деталей двигуна, що рухаються необхідно знати величини сил, які діють на КШМ. Для знаходження сил, що діють на деталі КШМ і виконується динамічний розрахунок двигуна.

Розглянемо сили, що діють на на деталі КШМ:

Сили тиску газів на поршень

$$F_{\Gamma} = p_{\Gamma} \cdot \pi \cdot D^2 / 4, \text{ Н}$$

де p_{Γ} – тиск газу в циліндрі двигуна в залежності від кута повороту колінчастого валу, Па

D – діаметр поршня, м

сили інерції мас КШМ, що рухаються зворотно- поступально

$$F = - m_s \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \text{ Н}$$

де m_s – маса деталей КШМ, що рухаються зворотно- поступально, кг

R – радіус кривошипу, м

ω - кутова швидкість колінчастого валу, рад/с

φ – кут повороту колінчастого валу, град

$\lambda = R / L$ – кривошипно – шатунне відношення.

Сумарна сила

$$F_d = F_{\Gamma} + F_{и}, \text{ Н}$$

- Нормальна сила, що діє із сторони поршня на втулку циліндру.

$$F_N = F_d \cdot \tan \beta, \text{ Н}$$

де β - кут відхилення шатуна від вертикального положення, град

Радіальна сила, що діє на коліно колінчастого валу

$$F_r = F_d \cdot \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

- Дотична сила, що діє на коліно колінчастого валу і створює крутний момент двигуна

$$F_k = F_d \cdot \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta, \text{ Н}$$

Динамічний розрахунок двигуна 6ГЧН 25/34 виконується в табличній формі по таким вихідним даним:

- | | |
|---|---------------------------------------|
| а) Діаметр поршня | $D = 0,25\text{ м}$ |
| б) Частота обертання колінчастого валу | $n = 600 \text{ хв}^{-1}$ |
| в) Ордината прийнята для p_{max} | $h_{\text{max}} = 177,2 \text{ мм}$ |
| г) Максимальний тиск згоряння | $p_{\text{max}} = 11,420 \text{ МПа}$ |
| д) Кривошипно- шатунне відношення | |

$$\lambda = R/L = 0,17/0,69 = 0,246$$

- | | |
|--|------------------------------|
| е) Масштаб індикаторної діаграми | $m_p = 0,077 \text{ МПа/мм}$ |
| ж) Маса деталей, що рухаються зворотно – поступально | $m_s = 80,6 \text{ кг}$ |
| з) Радіус кривошипу | $R = 0,17 \text{ м}$ |
| л) Кут максимального тиску | $\Delta\varphi = 10^\circ$ |
| к) Кутова швидкість колінчастого валу | |

$$\omega = \pi \cdot n / 30 = 3,14 \cdot 600 / 30 = 62,8 \text{ рад/с.}$$

Динамічний розрахунок двигуна виконаний в табличній формі, а діаграми сил, що діють на деталі КШМ приведені на листі Додатку Д бакалаврської роботи.

Таблиця 2.6

Результати динамічного розрахунку.

φ°	РЦ	F _Г	F _И	F _д	F _N	F _р	F _к	F _Г	F _И	F _д	F _N	F _р	F _к
ПКВ	ММ	КН	КН	КН	КН	КН	КН	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ	ММ
0	3,8	9,32	-103,77	-94,45	0,00	-94,45	0,00	3,8	-42,3	-38,5	0,0	-38,5	0,0
15	3,8	9,32	-98,19	-88,87	-5,67	-84,37	-28,48	3,8	-40,1	-36,2	-2,3	-34,4	-11,6
30	3,8	9,32	-82,37	-73,05	-9,05	-58,73	-44,36	3,8	-33,6	-29,8	-3,7	-24,0	-18,1
45	3,8	9,32	-58,89	-49,57	-8,76	-28,86	-41,24	3,8	-24,0	-20,2	-3,6	-11,8	-16,8
60	3,8	9,32	-31,40	-22,08	-4,81	-6,87	-21,52	3,8	-12,8	-9,0	-2,0	-2,8	-8,8
75	3,8	9,32	-3,81	5,51	1,35	0,12	5,67	3,8	-1,6	2,2	0,5	0,1	2,3
90	3,8	9,32	20,49	29,81	7,57	-7,57	29,81	3,8	8,4	12,2	3,1	-3,1	12,2
105	3,8	9,32	39,30	48,62	11,89	-24,07	43,88	3,8	16,0	19,8	4,9	-9,8	17,9
120	3,8	9,32	51,89	61,21	13,35	-42,16	46,33	3,8	21,2	25,0	5,4	-17,2	18,9
135	3,8	9,32	58,89	68,21	12,05	-56,75	39,71	3,8	24,0	27,8	4,9	-23,1	16,2
150	3,8	9,32	61,88	71,20	8,82	-66,08	27,96	3,8	25,2	29,0	3,6	-27,0	11,4
165	3,8	9,32	62,70	72,02	4,60	-70,76	14,20	3,8	25,6	29,4	1,9	-28,9	5,8
180	3,8	9,32	62,80	72,12	0,00	-72,12	0,00	3,8	25,6	29,4	0,0	-29,4	0,0
195	3,8	9,32	62,70	72,02	-4,60	-70,76	-14,20	3,8	25,6	29,4	-1,9	-28,9	-5,8
210	3,9	9,57	61,88	71,45	-8,86	-66,30	-28,06	3,9	25,2	29,1	-3,6	-27,0	-11,4
225	4,1	10,06	58,89	68,95	-12,18	-57,37	-40,14	4,1	24,0	28,1	-5,0	-23,4	-16,4
240	4,6	11,28	51,89	63,17	-13,77	-43,51	-47,82	4,6	21,2	25,8	-5,6	-17,7	-19,5
255	5,5	13,49	39,30	52,79	-12,91	-26,14	-47,65	5,5	16,0	21,5	-5,3	-10,7	-19,4
270	7,0	17,17	20,49	37,66	-9,56	-9,56	-37,66	7,0	8,4	15,4	-3,9	-3,9	-15,4
285	9,4	23,06	-3,81	19,25	-4,71	0,43	-19,81	9,4	-1,6	7,9	-1,9	0,2	-8,1
300	13,8	33,85	-31,40	2,46	-0,54	0,76	-2,39	13,8	-12,8	1,0	-0,2	0,3	-1,0
315	22,2	54,46	-58,89	-4,43	0,78	-2,58	3,69	22,2	-24,0	-1,8	0,3	-1,1	1,5
330	38,2	93,71	-82,37	11,34	-1,41	9,12	-6,89	38,2	-33,6	4,6	-0,6	3,7	-2,8
345	73,9	181,29	-98,19	83,10	-5,30	78,89	-26,63	73,9	-40,1	33,9	-2,2	32,2	-10,9
360	112,0	274,75	-103,77	170,98	0,00	170,98	0,00	112,1	-42,3	69,7	0,0	69,7	0,0
375	155,7	381,95	-98,19	283,76	18,10	269,41	90,93	155,8	-40,1	115,7	7,4	109,9	37,1
390	94,1	230,84	-82,37	148,47	18,40	119,38	90,17	94,2	-33,6	60,6	7,5	48,7	36,8
405	55,6	136,39	-58,89	77,50	13,69	45,12	64,48	55,6	-24,0	31,6	5,6	18,4	26,3
420	35,8	87,82	-31,40	56,42	12,30	17,56	55,02	35,8	-12,8	23,0	5,0	7,2	22,4
435	25,0	61,33	-3,81	57,52	14,07	1,30	59,20	25,0	-1,6	23,5	5,7	0,5	24,1
450	18,6	45,63	20,49	66,12	16,78	-16,78	66,12	18,6	8,4	27,0	6,8	-6,8	27,0

Продовження таблиці 2.6

465	15,3	37,53	39,30	76,83	18,79	-38,04	69,35	15,3	16,0	31,3	7,7	-15,5	28,3
480	14,0	34,34	51,89	86,23	18,80	-59,40	65,28	14,0	21,2	35,2	7,7	-24,2	26,6
495	12,4	30,42	58,89	89,31	15,78	-74,31	52,00	12,4	24,0	36,4	6,4	-30,3	21,2
510	10,5	25,76	61,88	87,64	10,86	-81,33	34,41	10,5	25,2	35,7	4,4	-33,2	14,0
525	8,4	20,61	62,70	83,31	5,31	-81,85	16,43	8,4	25,6	34,0	2,2	-33,4	6,7
540	6,9	16,93	62,80	79,72	0,00	-79,72	0,00	6,9	25,6	32,5	0,0	-32,5	0,0
555	4,7	11,53	62,70	74,23	-4,74	-72,93	-14,64	4,7	25,6	30,3	-1,9	-29,7	-6,0
570	3,7	8,95	61,88	70,84	-8,78	-65,73	-27,81	3,7	25,2	28,9	-3,6	-26,8	-11,3
585	3,6	8,83	58,89	67,72	-11,96	-56,34	-39,43	3,6	24,0	27,6	-4,9	-23,0	-16,1
600	3,6	8,83	51,89	60,72	-13,24	-41,82	-45,96	3,6	21,2	24,8	-5,4	-17,1	-18,7
615	3,6	8,83	39,30	48,13	-11,77	-23,83	-43,44	3,6	16,0	19,6	-4,8	-9,7	-17,7
630	3,6	8,83	20,49	29,32	-7,44	-7,44	-29,32	3,6	8,4	12,0	-3,0	-3,0	-12,0
645	3,6	8,83	-3,81	5,02	-1,23	0,11	-5,17	3,6	-1,6	2,0	-0,5	0,0	-2,1
660	3,6	8,59	-31,40	-22,81	4,97	-7,10	22,24	3,5	-12,8	-9,3	2,0	-2,9	9,1
675	3,6	8,83	-58,89	-50,06	8,84	-29,14	41,65	3,6	-24,0	-20,4	3,6	-11,9	17,0
690	3,6	8,83	-82,37	-73,54	9,11	-59,13	44,66	3,6	-33,6	-30,0	3,7	-24,1	18,2
705	3,6	8,83	-98,19	-89,36	5,70	-84,84	28,63	3,6	-40,1	-36,4	2,3	-34,6	11,7
720	3,6	8,83	-103,77	-94,94	0,00	-94,94	0,00	3,6	-42,3	-38,7	0,0	-38,7	0,0

3. РОЗРОБКА ПОРШНЯ ПОКРАЩЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

3.1 Опис та аналіз конструкції поршнів

Поршень є ключовим елементом поршневого двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), перетворюючи тиск газів, що утворюються при спалюванні паливної суміші в циліндрі, на корисну роботу.

Поршень сприймає навантаження від сил тиску газів та сил інерції, а також теплові навантаження внаслідок контакту дна з гарячими газами, головним чином в процесі згоряння та розширення. Крім того, корпус поршня додатково нагрівається від тертя його бічної поверхні по стінці циліндра.

Внаслідок багатьох функцій, що виконує поршень, до матеріалу останнього пред'являються серйозні вимоги. Матеріалами для виготовлення поршнів служать чавун, сталь та легкі сплави.

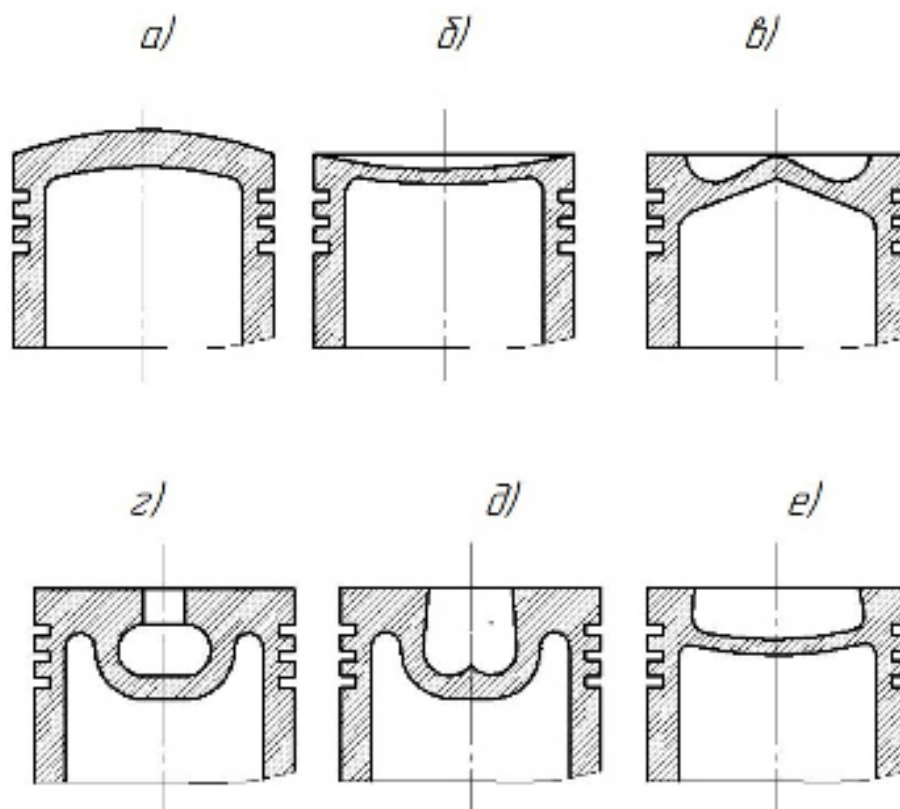


Рисунок 3.1 Форми днищ поршня

На рисунку 3.1 показані найбільш розповсюджені форми днищ, що застосовуються в форсованих двигунах (дизелях).

Поширеним матеріалом для поршневих двигунів внутрішнього згоряння усіх типів є чавун (як сірий, так і ковкий). Найчастіше застосовують чавуни марок СЧ25, СЧ28, СЧ32. В напружених конструкціях двигунів для підвищення механічних якостей та теплостійкості застосовують леговані та зверх міцні чавуни: леговані присадками ванадію, титану, міді, хрому, наприклад, чавун марки ВЧ50-2 . [8]

Чавун та сталь порівняно із легкими сплавами характеризуються більш високою міцністю та зносостійкістю, а також малим коефіцієнтом лінійного розширення. Із легких сплавів застосовують переважно алюмінієві (АЛ1, АЛ10В, АЛ19, В300 та інші), що відрізняються різноманітним хімічним складом. Найбільше поширення знайшли мідно-алюмінієві та кремній-алюмінієві сплави. Останні мають кращі ливарні властивості та відносно низький коефіцієнт лінійного розширення. Крім того, при застосуванні цих сплавів збільшується зносостійкість поршневих канавок (при підвищеній температурі).

3.1.1 Форма поршня

Враховуючи різноманітні аспекти роботи двигуна, форма днища поршня відіграє ключову роль. Плоска форма сприяє кращій тепловіддачі, ідеально підходячи для двигунів з високим ступенем стиску або турбонаддувом. Випукла форма, з свого боку, зменшує тепловіддачу, що може підвищити температуру поршня.

Увігнута форма може бути використана для різних камер згоряння з різною тепловіддачею. Щодо ефективності згоряння, плоска форма сприяє більш рівномірному згорянню палива, тоді як випукла форма може покращити змішування палива та повітря. Увігнута форма може сприяти створенню вихрових потоків, що покращують процес згоряння.

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Щодо потужності та крутного моменту, плоска форма зазвичай використовується в двигунах з низьким ступенем стиску, тоді як випукла форма часто використовується в двигунах з високим ступенем стиску або турбонаддувом, а увігнута форма - в гоночних двигунах. На випадок зносостійкості, форма також грає важливу роль: плоска форма може бути більш схильною до зносу, в той час як випукла форма може забезпечити краще змащення та зменшити знос, а увігнута форма може мати тонкі стінки, що збільшує ймовірність зносу.

Стінки юбки виконують постійної по довжині товщини або дещо зменшеною в напрямку від поршневого пальця до колінчастого валу. Нерідко стінку юбки виконують з потовщенням у кромки, яке попереджає стінку від можливих при складанні та розбиранні деформацій. Це потовщення використовують також для розташування маслорозбійників; крім того, потовщення служить для підгонки поршнів по масі і при їх обробці – як база для кріплення.

Внаслідок того, що значна частина матеріалу розташована в напрямку вісі поршневого пальця, при нагріванні матеріал деформується нерівномірно, тому корпус в районі бобишок приймає форму овалу із збільшенням розміру вздовж вісі пальця (рис.3.2,а). В тому ж напрямку деформацію визиває і дія сили F_N (рис.3.2,б). В результаті цього поміж циліндром та частиною поршня, розташованою біля пальця, може виникнути натяг, що приведе до заїдання поршня.

Часто для усунення стуку та перекосу поршня в непрогрітому двигуні та попередження заїдань при роботі поршня із легких сплавів їх виконують розрізними та еліптичними юбками. Розріз може бути виконаним по всій довжині юбки. В цьому випадку пружна тонкостінна юбка деформується незалежно від деформації головки поршня, і зазор поміж корпусом поршня і стінкою циліндра може бути встановлений малим.

Звичайно для збільшення міцності розріз роблять не по всій довжині; його виконують П- подібної або Т – подібної форми.

В циліндрі поршень вставляють так, щоб розріз був на тій стороні, де бокова сила менша. Подібні поршні виконують звичайно з юбкою еліптичної форми з малою віссю еліпса, яка направлена по вісі поршневого пальця. Різниця поміж осями еліпса для поршнів автомобільних двигунів складає 0,1...0,3 мм. При холодному поршні забезпечується ходова посадка по розмірам більшої вісі еліпса.

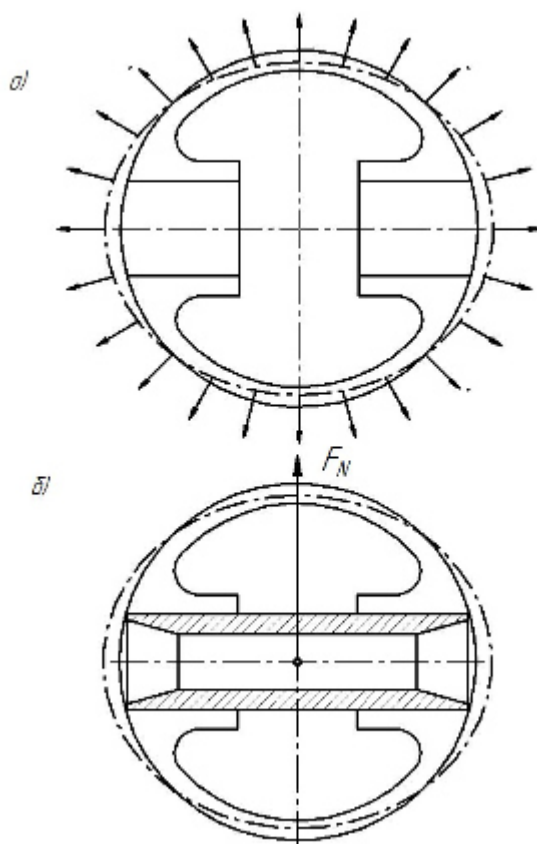


Рисунок 3.2 Деформація тронка поршня
а - від нагрівання , б – від сил тиску газів

При роботі поршень деформується та приймає практично правильну циліндричну форму. В проектованому поршні, що має достатню жорсткість, юбка має циліндричну форму, а головка поршня виконана конусною, що забезпечить гарантований зазор поміж втулкою циліндру та поршнем при його нагріванні.

При конструюванні поршня інженери ставлять перед собою кілька ключових завдань. По-перше, вони вибирають оптимальний матеріал, який забезпечить потрібні властивості міцності, термічної стійкості та зносостійкості. Геометрія поршня теж має велике значення: розміри, форма і профіль повинні бути оптимізовані для ефективного використання палива і мінімізації тертя.

Термічний режим також важливий, тому потрібно забезпечити ефективне охолодження поршня. Точність виготовлення є ключовою для уникнення виробничих дефектів. Не менш важливим є оптимізація маси поршня, оскільки це впливає на динаміку руху та ефективність двигуна. Інженери звертають увагу на ці аспекти, щоб створити поршні, які забезпечують найкращу продуктивність і довговічність для конкретного типу двигуна та умов експлуатації.

3.2. Опис конструкції запроектованого поршня

З метою підвищення надійності роботи поршня пропонується його нова конструкція (рис.3.3), яка передбачає збільшення жорсткості юбки та зменшення її деформації. Це досягається за рахунок оптимізації передачі сили тиску газів, що діє на днище головки поршня від максимального тиску згоряння до бобишків поршня.

У вертикальній площині, яка проходить через вісь бобишків поршня, розміщені елементи жорсткості, які зв'язують бобишки з днищем поршня в його верхній частині та збільшують жорсткість нижньої частини юбки. Для зменшення маси поршня та покращення умов змащування його юбки на неробочих поверхнях юбки виконані кармани по всій її висоті.

Така конструкція юбки поршня покращує та прискорює притирання робочих поверхонь поршня та втулки циліндру, а також в деякій мірі зменшує негативний вплив перекосу осі поршневого пальця відносно осі поршня.

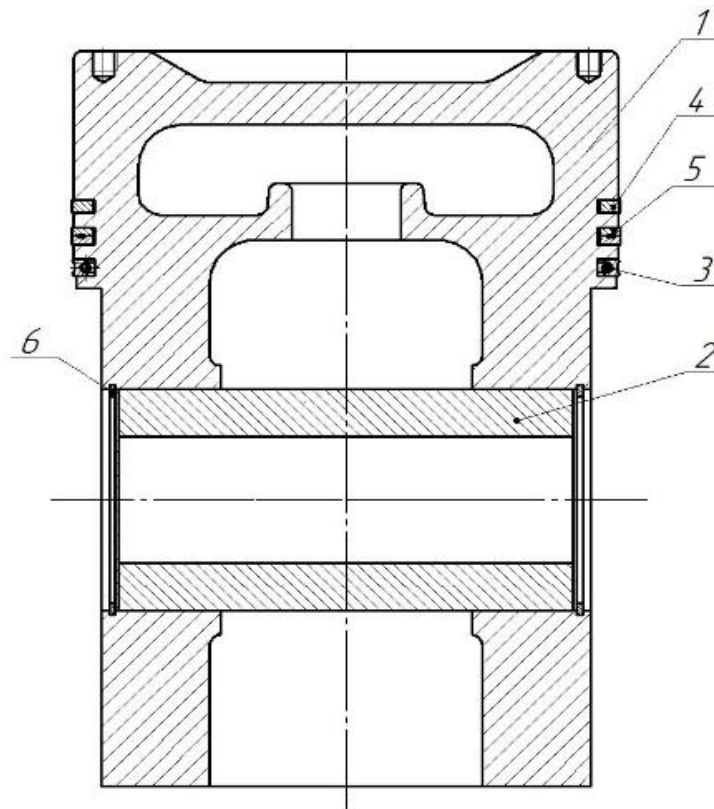


Рисунок 3.3 Ескіз поршня

1 – поршень; 2 – палець; 3 – кільце маслоз'ємне;
4,5 – кільце компресійне; 6 – стопорне кільце .

З метою забезпечення якісного змащування втулки циліндру та надійної роботи циліндро-поршневої групи при підвищеній частоті обертання та високій середній швидкості поршня, на поршень встановлено лише одне маслоз'ємне кільце в його верхній частині.

Для зменшення витрат потужності двигуна на механічне тертя поршневих кілець на запроектованому поршні застосовано лише два поршневих кільця, з яких нижнє виконано подвійним.

Переваги даної конструкції: Збільшена жорсткість юбки поршня та зменшення її деформації, зменшена маса поршня, покращені умови змащування юбки поршня, зменшення негативного впливу перекосу осі поршневого пальця відносно осі поршня. Якісне змащування втулки циліндру та надійна робота циліндро-поршневої групи, зменшення витрат потужності двигуна на механічне тертя поршневих кілець.

3.3 Розрахунок поршня двигуна 6ЧГН25/34 на міцність

Поршень працює під дією механічних навантажень, під дією тиску газів і сил інерції, а також термічних навантажень, крім цього юбка працює на зношення при високих температурах. [5]

Вимоги до матеріалу поршня

- висока теплопровідність;
- малі значення коефіцієнта лінійного розширення;
- висока механічна міцність і жаростійкість;
- хороші антифрикційні властивості і зносостійкість, та мала вага.

Вибір матеріалу поршня

Вибираємо чавун СЧ 25 ГОСТ 1412-84

Вихідні данні розрахунку

Потужність двигуна	$P = 580$
Діаметр поршня	$d = 0,25 \text{ м}$
Число циліндрів двигуна	$I = 6$
Частота обертання	$n = 600 \text{ хв}^{-1}$

Питома ефективна витрата палива:

-газового	$q_e = 0,26 \text{ кг}/(\text{кВт} \cdot \text{год})$
Нижча теплота згоряння	$Q_H = 33500 \text{ кДж}/\text{кг}$
- дизельного палива, $\text{кДж}/\text{кг}$	$Q_H = 42500$
- газового палива, $\text{кДж}/\text{м}^3$	$Q_H = 33500$
Доля загальної кількості теплоти, відведеної через головку поршня	$a = 0,04 \dots 0,10$
	$a = 0,07$
Максимальний тиск згоряння	$P_{\max} = 11,420 \text{ Мпа}$
Внутрішній діаметр канавки під компресійне кільце	

$$D_k = (0,90 \dots 0,95) \cdot D$$

$$D_k = 0,92 \cdot 0,25 = 0,23$$

Внутрішній діаметр поперечного
перерізу головки поршня

$$D_{BH} = (0,70...0,82) \cdot D$$

$$D_{BH} = 0,76 \cdot 0,25 = 0,190$$

Робоча висота юбки поршня

$$L_{\Pi} = (0,80...1,0) \cdot D$$

$$L_{\Pi} = 0,96 \cdot 0,25 = 0,24$$

Діаметр поршневого пальця

$$d = (0,40...0,45) \cdot D$$

$$d = 0,42 \cdot 0,25 = 0,105$$

Робоча довжина гнізд під палець в бобишках поршня

$$l_p = (0,23...0,45) \cdot D$$

$$l_p = 0,43 \cdot 0,25 = 0,107$$

Діаметр зовнішній бобишки поршня

$$D_B = (1,2...1,5) \cdot d$$

$$D_B = 1,33 \cdot 0,105 = 0,140$$

Товщина днища поршня

$$\delta = (0,08...0,15) \cdot D$$

$$\delta = 0,08 \cdot 0,25 = 0,02$$

Радіус защемлення днища поршня

$$r = (0,25...0,4) \cdot D$$

$$r = 0,25 \cdot 0,25 = 0,0625$$

Коефіцієнт, що враховує пружність защемлення $\xi = 1$

Матеріал поршня

Чавун

Модуль пружності для матеріалу поршня

$E = 100000 \text{ МПа}$

Алюміній - $0,72 \cdot 10^5$

Чавун - $1 \cdot 10^5$

Сталь - $2,1 \cdot 10^5$

Коефіцієнт Пуассона для матеріалу поршня

$\mu = 0,26$

Алюміній - 0,26

Чавун - 0,3

Сталь - 0,3

Коефіцієнт лінійного розширення матеріалу поршня $\alpha = 0,000011 \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$
 Алюміній - $1,9 \cdot 10^{-5}$ Чавун - $1,1 \cdot 10^{-5}$ Сталь - $1,4 \cdot 10^{-5}$

Розрахунок

Розрахунок поршня виконуємо в його небезпечних перерізах від сили тиску газів

Площа днища поршня

$$A_{\Pi} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}, \text{ м}^2$$

$$A_{\Pi} = \frac{3,14 \cdot 250^2}{4} = 0,049$$

Максимальна сила тиску газів

$$F_{\Gamma} = A_{\Pi} \cdot p_{\max}, \text{ кН}$$

$$F_{\Gamma} = 0,049 \cdot 11,420 = 560$$

Максимальна нормальна сила, що діє на поршень

$$F_N = (0,035 \dots 0,05) \cdot F_{\Gamma}, \text{ кН}$$

$$F_N = 0,04 \cdot 560 = 22,41$$

Площа поперечного перерізу поршня по канавці компресійного кільця

$$A_{\min} = \frac{\pi \cdot (D_K^2 - D_{BH}^2)}{4}, \text{ м}^2$$

$$A_{\min} = \frac{\pi \cdot (0,23^2 - 0,190^2)}{4} = 0,014$$

Напруження стиску в перерізі поршня по канавці компресійного кільця

$$\sigma_{\text{СТ}} = \frac{F_{\Gamma} \cdot 1000 / A_{\min}}{1000000}, \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{СТ}} = \frac{560 \cdot 1000 / 0,014}{1000000} = 40$$

Допустиме напруження стиску для поршнів із

Чавуну - 50 МПа

Алюмінію - 40 МПа

Сталі - 80 МПа

Питомий тиск поршня на втулку робочого циліндру

$$K = \frac{F_N}{D \cdot L_{\Pi} \cdot 1000}, \text{МПа}; K = \frac{22,41}{0,25 \cdot 0,24 \cdot 1000} = 0,37$$

Допустимий питомий тиск для поршнів:

Чавуну - 0,2...0,5 МПа Алюмінієвого сплаву - 0,5...1,0 МПа

Питомий тиск в бобишках поршня

$$q = \frac{F_{\Gamma}}{d \cdot l_p \cdot 1000}, \text{МПа}; q = \frac{0,560}{0,105 \cdot 0,107} = 49,8$$

Допустимий питомий тиск для поршнів:

Чавуну - 50 МПа Алюмінієвого сплаву - 35 МПа

Перевірка бобишків поршня на зріз

$$A = \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_6^2 - d^2)}{4}, \text{м}^2; A = \frac{2 \cdot \pi \cdot (0,140^2 - 0,105^2)}{4} = 0,013$$

Напруження зрізу в бобишках поршня

$$\tau = \frac{F_{\Gamma}}{A}, \text{МПа}; \tau = \frac{560}{0,013 \cdot 1000} = 43$$

Допустиме напруження зрізу для поршнів:

Чавуну - 45 МПа Алюмінієвого сплаву - 30 МПа

Розрахунок днища поршня .

Розрахунок днища поршня у зв'язку зі складністю конфігурації останнього, важливістю встановлення характеру навантаження і величини пружності защемлення контуру днища, носить умовний характер .

Днище поршня розраховується, як кругла пластина, що закріплена по контуру і навантажена рівномірно розподіленим тиском газів.

Найбільші нормальні напруги діють по контуру закріплення:

- в радіальному напрямку

$$\sigma_x = \frac{3 \cdot \xi \cdot r^2 \cdot p_{max}}{4 \cdot \delta^2} = \frac{3 \cdot 1 \cdot 0,0925^2 \cdot 11,420}{4 \cdot 0,04^2} = 45,80$$

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

- в тангенціальному напрямку

$$\sigma_y = \frac{3 \cdot \mu \cdot r^2 \cdot p_{max}}{4 \cdot \delta^2} = \frac{3 \cdot 0,3 \cdot 0,0925^2 \cdot 11,420}{4 \cdot 0,04^2} = 13,74$$

де $\xi = 1$ - коефіцієнт, що враховує пружність защемлення;

- $\delta = 0,02$ м – товщина днища;
- $r = 0,0925$ м – радіус защемлення;
- $\mu = 0,3$ – коефіцієнт Пуансона для чавуну

Напруга в центрі днища менше, ніж по контуру

$$\sigma_x = \sigma_y = \frac{3}{8} \cdot (1 + \mu) \cdot \frac{r^2}{\delta^2} \cdot p_{max} = \frac{3}{8} \cdot (1 + 0,3) \cdot \frac{0,0925^2}{0,04^2} \cdot 11,420 = 30 \text{ МПа}$$

Термічні напруги в днищі охолоджуваного поршня виникають від перепаду температур по товщині днища.

Теплове навантаження днища визначається тепловою напруженістю, під якою мається на увазі кількість теплоти q , що проходить через одиницю поверхні F_n в одиницю часу.

Питоме теплове навантаження днища можна знайти по кількості теплоти, що відводиться в охолоджуючу рідину .

$$q = \frac{a \cdot P_e \cdot b_e \cdot Q_H}{A_n \cdot i \cdot 3600} = \frac{0,07 \cdot 580 \cdot 0,26 \cdot 33500}{0,049 \cdot 6 \cdot 3600} = 334 \text{ кВт/м}^2$$

де $a = 0,06$ – доля загальної кількості теплоти, відведеної через головку поршня [6] .

$P_{eц} = P_e / i = 580 / 6 = 3480$ кВт - циліндрова потужність двигуна;

$q_e = b_e = 0,260 \text{ м}^3 / (\text{кВт} \cdot \text{год})$ - питома ефективна витрата палива;

$Q_H = 33500 \text{ кДж/м}^3$ - нижча теплота згоряння палива;

$A_n = 0,049 \text{ м}^2$ - площа поверхні днища;

Різницю температур між оберненою до камери згоряння поверхнею днища і поверхнею, що охолоджується маслом може бути знайдена із рівняння для передачі тепла через плоску стінку.

$$\Delta_t = \frac{q \cdot \delta}{\lambda} = \frac{334 \cdot 10^3 \cdot 0,04}{52} = 256,9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

де $\lambda = 52 \text{ Ват/(м} \cdot \text{град)}$ - коефіцієнт теплопровідності для чавуну .

При жорсткому защемленні днища по контуру радіальні σ_r і тангенціальні σ_t напруження від осьового перепаду температур Δt на периферії і в центрі днища знаходиться по формулі

$$\sigma_r = \sigma_t = \sigma_T = \frac{\alpha \cdot E}{2 \cdot (1 - \mu)} \cdot \Delta t = \frac{1,07 \cdot 10^{-5} \cdot 1 \cdot 10^5}{2 \cdot (1 - 0,3)} \cdot 256,9 = 201,85 \text{ МПа}$$

де $E = 1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ - модуль пружності для чавуну;

$\alpha = 1,07 \cdot 10^{-5} 1/^\circ\text{C}$ - коефіцієнт лінійного розширення для чавуну;

Сумарні механічні і термічні напруги на периферії днища поршня

$$\sigma = \sigma_x + \sigma_t = 45,80 + 201,85 = 247,6 \text{ МПа}$$

Допустимі напруги для днищ поршнів із чавуну підвищеної міцності

$$[\sigma] = 180 \dots 250 \text{ МПа}$$

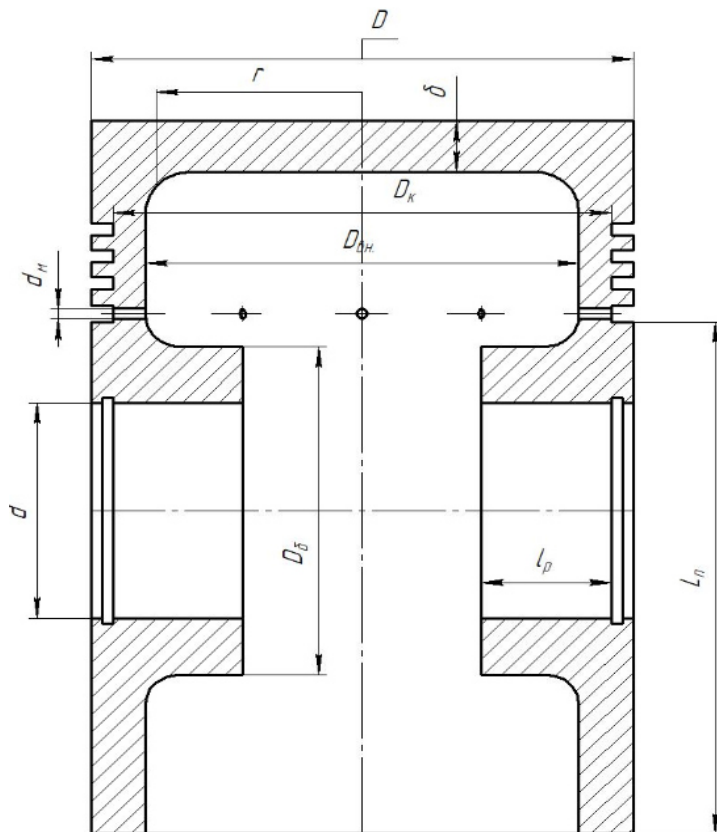


Рисунок 3.4 Розрахункова схема поршня

Висновок: За результатами розрахунків, поршень двигуна 6ГЧН25/34 відповідає всім вимогам міцності для даних умов експлуатації.

3.4 Розробка конструкції компресійного поршневого кільця

В кваліфікаційній роботі розроблена конструкція нижнього компресійного поршневого кільця, яке максимально зменшує прорив газів у картер газового двигуна. Втрата потужності двигуна, що характеризується механічним ККД, складається із великої кількості складових і самою значною по величині є складова на тертя поршневих кілець (від 30% до 50% $N_{\text{мех.}}$). В умовах недостатнього змащування та високих температур коефіцієнт тертя для звичайних пар тертя: сірий чавун (кільце) – сірий чавун (втулка циліндру) або чавун з високою міцністю (кільце) - сірий чавун (втулка) складає 0,11...0,15.

Особливо негативний вплив на умови роботи поршневих кілець представляють гази, що прориваються із камери згоряння, і які визивають окислення масляної плівки та зменшення її товщини. Особливо важкі умови роботи верхнього поршневого кільця в районі верхньої мертвої точки (ВМТ). Завданням розробки конструкції компресійного кільця є вирішення питання поліпшення умов його змащування без значного збільшення витрати масла на угар.

3.5 Обґрунтування вибраного напрямку покращання конструкції кільця

Умови змащування та тертя поршневого кільця є дуже складними. Форма поверхнею ковзання допускають утворення гідродинамічної плівки, але не завжди і на обмеженій частині ходу поршня.

Змащування верхніх компресійних кілець зовсім недостатня і затрудняється наявними тут високими температурами. Умови роботи верхніх поршневих кілець в значній мірі визначають втрати потужності на тертя в двигуні і величину зношування втулок циліндрів та поршневих кілець.

В районі ВМТ завжди настає руйнування змащувальної плівки та виникає напівсухе тертя.

Для покращання працездатності верхнього поршневого кільця в практиці двигунобудування застосовують такі конструктивні прийоми:

1. Застосування антифрикційних вставок на робочій поверхні кілець.

2. Нанесення на робочу поверхню плазмовим напилюванням або ж іншим способом шару з низьким коефіцієнтом тертя. В якості матеріалів в цьому випадку застосовують фосфористу бронзу, свинцеву бронзу, молібден, окис заліза та інші матеріали.

3. Нанесення на робочій поверхні кільця масло розподільних канавок або ж кільця з прорізами для акумулювання масла та розподілу його по стінці циліндру на всьому ході поршня. При розробці конструкції газощільного верхнього кільця була поставлена задача по покращенню умов його змащування.

Кільця з канавками не забезпечують цих вимог по причині витікання масла із канавки при ході поршня вверх, а поршневі кільця з прорізами переносять в зону ВМТ дуже велику кількість масла, що приводить до підвищеної витрати масла на згоряння.

Для забезпечення газощільності та покращення умов змащування мною було розроблено подвійне поршневе кільце з акумулюючою порожниною по внутрішнім торцевим поверхням кільця.

Газощільність забезпечується за рахунок зміщення замків верхньої та нижньої половинок, а робота акумулятора масла пояснюється по приведеним схемам положення кілець в канавці поршня і діючих на кільце сил інерції, сил тертя та сил тиску газів (рис. 3.5).

Положення 1. При русі поршня вниз і при проходженні в районі нижньої мертвої точки (НМТ), де поверхня втулки в достатній мірі покрита маслом, масло попадає в акумулюючу порожнину поміж кільцями.

Положення 2. При русі поршня до ВМТ масло, що потрапило в порожнину поміж кільцями переноситься в район з недостатніми умовами змащування.

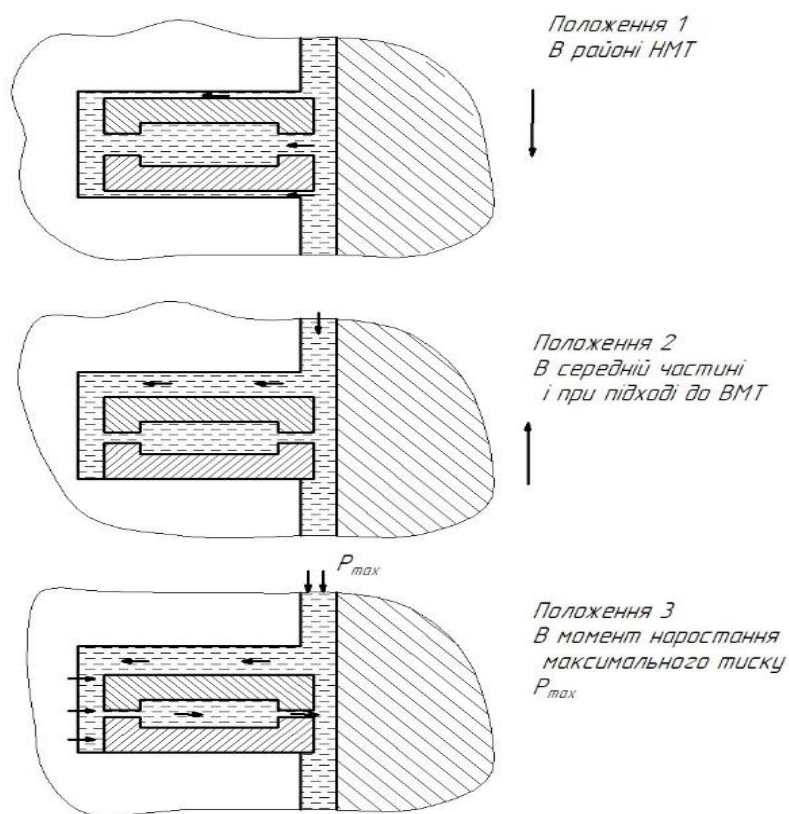


Рисунок 3.5 Схема роботи компресійного кільця з акумулюючою порожниною для масла.

Положення 3. При русі поршня до ВМТ, коли в циліндрі проходить запалювання робочої суміші (газоповітряної) і швидко наростає тиск до величини P_{max} , різко виростає тиск в просторі за кільцем, а тому масло із акумулюючої порожнини витісняється на поверхню циліндру.

3.5.1 Опис конструкції газощільного кільця

Поршневе газощільне кільце з акумулюючою для масла порожниною складається із двох однакових кілець, які відрізняються від серійних поршневих кілець тим, що вони в два рази тонші та мають на своїх торцевих поверхнях кільцеві канавки.

При складанні кільцеві канавки обох кілець об'єднуються і утворюють порожнину для масла об'ємом 1250мм^3 . Газощільні кільця виготовлені із чавуну високої міцності, що використовується для виготовлення поршневих кілець двигуна – прототипу.

4. ОРГАНІЗАЦІЯ ОХОРОНИ ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

4.1 Охорона праці при експлуатації установок з ДВЗ

4.1.1 Загальні вимоги

При експлуатації установок з ДВЗ необхідно дотримуватися вимог, правил технічної експлуатації електричних станцій і підстанцій: [видалено недійсну, правил технічної безпеки та експлуатації електроустановок споживачів. Інструкції з експлуатації: для конкретної установки, а також інших нормативно-технічних документів.

Персонал, який обслуговує установки з ДВЗ, повинен пройти відповідну підготовку, інструктаж та мати посвідчення на право роботи з ними. На робочих місцях, де експлуатуються установки з ДВЗ, повинні бути створені безпечні та сприятливі умови праці, що відповідають вимогам Державних санітарних норм і правил гігієни праці.

Установки з ДВЗ повинні бути оснащені засобами захисту персоналу від шуму, вібрації, шкідливих викидів у атмосферу та інших небезпечних та шкідливих факторів. Необхідно регулярно проводити огляд, технічне обслуговування та ремонт установок з ДВЗ.

4.1.2 Вимоги до приміщень

- Приміщення, де експлуатуються установки з ДВЗ, повинні відповідати вимогам ДБН В.2.5-67:2013 "Будівлі житлові та громадські. Будівлі та приміщення підприємств харчової промисловості":[10].
- Площі та об'єму;
- Вікна та природне освітлення;
- Штучне освітлення;
- Вентиляція та опалення;
- Захист від шуму та вібрації.
- Підлога в приміщенні повинна бути рівною, без тріщин і ям, з покриттям, що легко миється.

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

- Стіни та стеля повинні бути пофарбовані світлою фарбою, що легко миється.
- У приміщенні повинна бути передбачена каналізація для відведення води.

4.1.3 Вимоги до обладнання

- Установки з ДВЗ повинні бути встановлені на міцному фундаменті, що виключає їх вібрацію.
- Двигуни внутрішнього згоряння повинні бути обладнані глушниками шуму.
- Вихлопні труби повинні бути виведені назовні приміщення.
- Установки з ДВЗ повинні бути оснащені аварійною зупинкою.
- На кожухах установок з ДВЗ повинні бути нанесені попереджувальні знаки згідно з ДСТУ 4069-2002 "Знаки безпеки. Загальні вимоги" [9].

4.1.4 Вимоги до персоналу

- Персонал, який обслуговує установки з ДВЗ, повинен:
- Пройти медичний огляд;
- Пройти навчання та інструктаж з охорони праці;
- Мати посвідчення на право роботи з установками з ДВЗ;
- Знати та виконувати вимоги нормативно-технічних документів з охорони праці;
- Використовувати засоби індивідуального захисту.
- Персонал, який обслуговує установки з ДВЗ, не допускається до роботи у стані алкогольного або наркотичного сп'яніння.

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

4.2 Захист навколишнього середовища у зв'язку з використанням ДВЗ

Двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) є одними з найпоширеніших джерел забруднення навколишнього середовища.

Вони викидають у атмосферу шкідливі речовини, такі як оксиди азоту (NO_x), оксид вуглецю (CO), вуглеводні (HC), сажа та тверді димлячі частинки (PM). Ці викиди можуть призвести до серйозних проблем зі здоров'ям людей, а також до зміни клімату, кислотних дощів та фотохімічного смогу. [8]

Вплив на здоров'я:

- **Захворювання органів дихання:** Викиди NO_x, CO, HC та PM можуть викликати кашель, задишку, бронхіт, пневмонію та інші захворювання дихальної системи.
- **Серцево-судинні захворювання:** NO_x та PM можуть пошкоджувати кровоносні судини та серце, що може призвести до інфарктів, інсультів та інших проблем з серцем.
- **Рак:** Доведено, що деякі канцерогени, що містяться у вихлопних газах ДВЗ, викликають рак легенів та інших органів.

Зміна клімату:

- ДВЗ є одним з основних джерел викидів парникових газів, таких як CO₂, які спричинюють глобальне потепління та зміну клімату.
- Зміна клімату може призвести до підвищення рівня моря, екстремальних погодних явищ, посух, повеней та інших проблем.

Кислотні дощі:

- NO_x та SO₂, що викидаються ДВЗ, вступають в реакцію з водою в атмосфері, утворюючи кислотні дощі.
- Кислотні дощі можуть пошкоджувати ліси, озера, річки та ґрунти.

Фотохімічний смог:

- NO_x та HC, що викидаються ДВЗ, вступають в реакцію з сонячним світлом, утворюючи фотохімічний смог.

- Фотохімічний смог може викликати подразнення очей, горла та легенів, а також погіршити видимість.

Що можна зробити для зменшення впливу ДВЗ на навколишнє середовище:

- Використання більш екологічних видів транспорту: Замість автомобілів з ДВЗ можна використовувати громадський транспорт, велосипеди, ходити пішки або їздити на електромобілях.
- Підтримка заходів з екологізації транспорту: Підтримувати політику, спрямовану на зменшення викидів від ДВЗ, наприклад, норми викидів, стимули для використання екологічно чистого транспорту, інвестиції в громадський транспорт.
- Використання більш екологічних видів палива: Замість бензину та дизельного палива можна використовувати біопаливо або водень.
- Підтримка розвитку електромобілів: Підтримувати дослідження та розробки електромобілів, а також інвестиції в інфраструктуру для зарядки електромобілів.
- Ремонт та обслуговування автомобілів: Регулярно ремонтувати та обслуговувати автомобілі, щоб зменшити викиди.
- Використання більш економних за паливом автомобілів: При купівлі нового автомобіля обирати модель з меншою витратою палива.

Захист навколишнього середовища від впливу ДВЗ є важливою проблемою, яку можна вирішити спільними зусиллями. Кожна людина може зробити свій внесок, зменшивши використання автомобіля, використовуючи більш екологічні види транспорту та підтримуючи заходи з екологізації транспорту.

Висновки

1. Було проведено розрахунок робочого процесу газового двигуна 6ГЧН25/34 потужністю 580 кВт при частоті обертання кривошипно-шатунного валу $n = 600$ об/хв.
2. У конструкторському розділі кваліфікаційної роботи, на основі заданих вихідних параметрів двигуна ($P = 580$ кВт, $n = 600$ об/хв), визначено двигун-прототип 6ГЧН25/34 і проведено розрахунки параметрів робочого циклу. Результати розрахунків показали, що для досягнення заданої потужності газового двигуна необхідний тиск наддуву $P_6 = 0,205$ кПа, ступінь стиску $\epsilon = 10,5$, та коефіцієнт надлишку повітря $\alpha = 1,68$.

За результатами розрахунків робочого процесу в Додатку Д було побудовано індикаторну діаграму реального робочого циклу та діаграми сил, що діють на деталі кривошипно-шатунного механізму, величини яких знайдено в динамічному розрахунку двигуна.

3. Виконано розрахунок теплового балансу двигуна з ефективною потужністю 581,1 кВт та годинною витратою газу $0,260 \text{ м}^3/\text{кВт.год}$. Досліджено можливі шляхи вдосконалення конструкції поршневої групи двигуна, зокрема розроблено проект поліпшеного поршня з діаметром 250 мм та ходом 340 мм.
4. Виконано динамічний розрахунок двигуна і побудовано графіки сил, що діють на елементи кривошипно-шатунного механізму з кривошипним-шатунним відношенням 0,246. Досліджено вимоги до організації охорони праці та захисту навколишнього середовища при експлуатації установок з газовими двигунами потужністю 580 кВт.
5. Газовий двигун 6ГЧН25/34 є досить ефективним та надійним. Завдяки вдосконаленню конструкції його характеристики можуть бути покращені. Важливо помятати, щоб експлуатація газових двигунів відповідала всім вимогам охорони праці та захисту навколишнього середовища.

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Список джерел інформації

1. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція та динаміка двигунів внутрішнього згоряння». Коваленко І.М., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2005.
2. Абрамчук Ф.І, Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004. Теорія двигунів внутрішнього згоряння.
3. Методичні вказівки до практичної роботи "Розрахунок та побудова індикаторної діаграми". Склали викладачі Іодловський В.І., Доценко С.М. Первомайськ, ППІ, 2000 р.
4. Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В., Лукин А.И. и др., Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник /: Судостроение, 1989.- 344с.,ил.
5. Добровольский В.В., Лукин А.И. Методические указания по конструированию судовых ДВС: Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1986.- 38с.
6. Лукин А.И, Добровольский В.В., Конструктивные схемы систем судовых ДВС : Учебное пособие. – Николаев: НКИ. 1983.- 56с., ил.
7. Марченко А.П., Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.2. Доводка конструкцій форсованих двигунів наземних транспортних машин. Харків: Прапор, 2004.-288с.
8. Абрамчук Ф.І, Рязанцев М.К., Шеховцов А.Ф. Двигуни внутрішнього згоряння: Серія підручників у 6 томах. Т.6. Надійність ДВЗ. Харків: ХНАДУ - 2004.
9. Суднові двигуни внутрішнього згоряння: Підручник/ В.С. Наливайко, Б.Г. Тимошевський, С.Г. Ткаченко, - Миколаїв, 2015. – 662с.
10. Первомайськдизельмаш. Двигун-генератори ДвГ1А500-1, ДвГ1А-630 і когенераційні установки на їх базі. Керівництво з експлуатації. 375-0000РЭ.
11. Горбов В.М. Енергетичні палива: Навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. - 328 с.
12. Охорона праці - знаки безпеки та загальні вимоги .
http://nmcpz.ho.ua/document/biblio/prav_znaky_bezpeky.pdf
13. ДБН В.2.5-67:2013 "Будівлі житлові та громадські. Будівлі та приміщення підприємств харчової промисловості" (чинний).

					ПННІ НУК 142.44.24.05 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61